(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 373 017**

(51) Int. Cl.:
F16H 7/06 (2006.01)
B66B 23/02 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Número de solicitud europea: **09011640 .1**
(96) Fecha de presentación: **25.10.2002**
(97) Número de publicación de la solicitud: **2123937**
(97) Fecha de publicación de la solicitud: **25.11.2009**

(54) Título: **ACCIONAMIENTO DE CADENA ARTICULADA.**

(30) Prioridad:
26.10.2001 DE 10152303
29.05.2002 DE 10224232

(45) Fecha de publicación de la mención BOPI:
30.01.2012

(45) Fecha de la publicación del folleto de la patente:
30.01.2012

(73) Titular/es:
KETTEN-WULF BETRIEBS-GMBH
ZUM HOHENSTEIN 15
59889 ESLOHE-KÜCKELHEIM, DE

(72) Inventor/es:
Grobbel, Burkhard

(74) Agente: **Lehmann Novo, Isabel**

ES 2 373 017 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Accionamiento de cadena articulada

Campo técnico

La invención se refiere a un accionamiento de cadena articulada, en particular como accionamiento intermedio para una cadena articulada estirada, que contiene una rueda de cadena de accionamiento para una cadena articulada. Además, se refiere a un procedimiento para el accionamiento de una cadena articulada o bien de la rueda de cadena de accionamiento de una cadena articulada, en particular para el accionamiento intermedio de una cadena articulada estirada. Por lo demás, la invención se refiere a una guía de cadena articulada así como a un procedimiento para la conducción de una cadena articulada que gira alrededor de una rueda de desviación.

Estado de la técnica

Las cadenas articuladas se emplean como medio de tracción flexible para la transmisión de fuerzas. Están constituidas por eslabones de cadena rígidos y esencialmente idénticos entre sí, que están acoplados sucesivamente entre sí en puntos de giro de articulación. La distancia entre dos articulaciones vecinas se establece en este caso como división de la cadena articulada, Las cadenas articuladas se fabrican, en general, cerradas y entonces son guiadas sin fin de forma giratoria alrededor de al menos dos ruedas de cadena. La cadena articulada actúa en este caso como cadena de accionamiento para la transmisión de potencia mecánica desde un árbol al otro, cuando una de las dos ruedas es accionada y se quiere transmitir una potencia mecánica de la cadena articulada sobre la otra rueda. Otra aplicación que se produce con frecuencia de cadenas articuladas consiste en que desde la cadena o bien desde dos o más cadenas que se extienden paralelas se transporta un producto de transporte (materia prima, componentes, etc.) sobre un trayecto determinado. Tales cadenas articuladas se designan como cadenas de transporte.

El accionamiento de cadenas articuladas se realiza en la mayoría de los casos a través de ruedas giratorias de cadenas de accionamiento con apéndices o dientes que sobresalen radialmente, que encajan en la cadena articulada o ejercen una fuerza de tracción sobre los eslabones de la cadena. La cadena tanto puede rodear en este caso la rueda de cadena de accionamiento, es decir, experimentar en la rueda de cadena de accionamiento una inversión de la dirección típicamente de 90º a 180º, como también puede circular extendida por delante de la rueda de cadena de accionamiento, de manera que esta última solamente engrana a lo largo de un trayecto corto en la cadena articulada. En el último accionamiento intermedio mencionado de una cadena estirada, debido a la desviación de la rueda de cadena de accionamiento desde la forma circular ideal se produce un movimiento relativo entre la cadena articulada y el diente que engrana en el interior con preferencia con efecto de transmisión de la fuerza, lo que conduce a un desgaste elevado en virtud de las fuerzas de tracción que actúan en este caso.

La figura 1 muestra un accionamiento de cadena articulada para una cadena articulada G. La cadena articulada G, que está constituida por eslabones de cadena K individuales, se representa en este caso solamente en parte en la zona, en la que se extiende alrededor de la rueda de cadena de accionamiento A. Puesto que las cadenas articuladas están constituidas, a diferencia de las correas de accionamiento flexibles, de eslabones de cadena rígidos K, la rueda de cadena de accionamiento A corresponde a un polígono, de manera que la longitud lateral del polígono es igual a la división de la cadena de articulación G. Cuando la rueda de cadena de accionamiento A es accionada con número de revoluciones uniforme por un motor M a través de un medio de tracción Z como por ejemplo una correa dentada u otra cadena articulada, esto provoca en la cadena articulada G un movimiento irregular, que se conoce bajo la palabra clave “efecto polígono”. Por lo demás, cada incidencia de un punto de giro de articulación P entre dos eslabones de cadena K sobre la rueda de cadena de accionamiento A provoca un impulso de choque corto en la cadena, que repercute con efecto de carga sobre la cadena. A través de una división pequeña de la cadena articulada G se puede mantener, en efecto, reducido el efecto de polígono, pero tal división pequeña es muy costosa en el caso de cadenas de transporte largas. Debido a la velocidad irregular de la cadena articulada se producen aquí aceleraciones periódicas muy pesadas, que pueden repercutir también de manera desfavorable sobre un producto transportado.

Por lo tanto, se ha propuesto en el estado de la técnica accionar la rueda de cadena de accionamiento A con un número de revoluciones periódicamente irregular, que está seleccionado precisamente para que las oscilaciones de la velocidad que se generan a través de la forma poligonal de la rueda de cadena de accionamiento se compensen durante el movimiento de la cadena articulada G. Para la generación del número de revoluciones irregular se puede activar o bien alimentar un motor asíncrono con frecuencias correspondientemente variadas (ver el documento DE 30 18 357 C2). De acuerdo con otra propuesta indicada en la figura 1, se configura la rueda R1 acoplada directamente con el motor de accionamiento M con una forma periférica especial, que genera, por decirlo así, un accionamiento de la rueda de cadena de accionamiento A que compensa el efecto de polígono (ver el documento DE 30 31 130 C2, DD 247 731 A1). Sin embargo, en esta solución es un inconveniente que en las zonas de pandeo de la rueda R1 en forma de leva se produce una presión superficial alta y, por lo tanto, un desgaste alto. Además, la fabricación de una rueda de este tipo con una forma periférica típicamente poligonal y con dientes mecanizados en

ella en muy costosa y, por lo tanto, muy cara.

Por lo demás, se conoce a partir del documento DE 199 36 742 A1 un accionamiento, que contiene dos ruedas no redondas que colaboran entre sí para la generación de un número de revoluciones irregular. Sin embargo, también un accionamiento de este tipo es relativamente costoso y caro en la realización.

Para solucionar los problemas mencionados anteriormente de un accionamiento intermedio se propone en el documento DE 199 45 921 A1 una rueda de cadena de accionamiento, en la que los dientes están colocados móviles articulados alrededor de un eje de giro individual respectivo en la rueda de accionamiento, de manera que, además, cada diente presenta un rodillo de exploración, que marcha a lo largo del disco de levas fijo estacionario. En el caso de una rotación de la rueda de accionamiento, los dientes realizan, por lo tanto, un movimiento articulado superpuesto a esta rotación, que se puede aprovechar, con una conformación correspondiente del disco de levas para reducir el efecto de polígono. No obstante, se produce, además, un desgaste de la cadena articulada así como de los dientes a través del movimiento relativo entre ella y los dientes. Se conoce a partir del documento DE512013 un mecanismo de cadena articulada con las características del preámbulo de la reivindicación 1.

Cometido de la invención

Ante estos antecedentes, el cometido de la presente invención era preparar un accionamiento de cadena articulada mejorado, que reduce al mínimo el efecto de polígono, el desgaste de cadena así como el desarrollo de ruido.

Este cometido se soluciona a través de accionamientos de cadena articulada , guías de cadena articulada así como procedimientos con las características de la reivindicación independiente. Las configuraciones ventajosas se contienen en las reivindicaciones dependientes. Los objetos de las diferentes reivindicaciones se pueden combinar de manera opcional entre sí.

Por un “sistema de accionamiento” se entiende en este caso aquí y a continuación en un sentido amplio cualquier sistema, que puede ceder fuerzas o bien pares motores a la rueda de cadena de accionamiento. Esto comprende especialmente sistemas de accionamiento en sentido estricto, en los que dichas fuerzas o pares motores son generados activamente, por ejemplo con un motor eléctrico. No obstante, se incluyen también sistemas de accionamiento “pasivos”, en los que dichas fuerzas o pares motores se toman de sistemas de inercia como por ejemplo de una masa centrífuga giratoria.

Dos movimientos deben llamarse en este caso y a continuación “síncronos” cuando pasan por estados de movimiento característicos al mismo tiempo o con una desviación de tiempo constante. En particular, se llaman síncronos dos movimientos periódicos cuya relación de frecuencia es racional (una relación de dos números enteros).

De acuerdo con la forma de realización del accionamiento de cadena articulada que sirve de base con una rueda de cadena de accionamiento para una cadena articulada y con un sistema de accionamiento de número de revoluciones irregular, el sistema de accionamiento contiene los siguientes elementos:

- un motor, especialmente un motor eléctrico (motor de engranaje), cuyo rotor (componente desplazado en rotación) está acoplado con la rueda de cadena de accionamiento y cuyo estator (componente que no participa en la rotación) es móvil,

- un mecanismo para el movimiento del estator de forma sincronizada con la rotación de la rueda de cadena de accionamiento.

Dicho mecanismo contiene en este caso un elemento de levas acoplado con efecto de colaboración con la rueda de cadena de accionamiento, que es explorado por un elemento de exploración, de manera que el movimiento relativo generado es transmitido entre el elemento de levas y el elemento de exploración sobre el estator del motor.

Se conoce a partir del estado de la técnica accionar la rueda de cadena de accionamiento de un accionamiento de cadena articulada con un motor como, por ejemplo, un motor eléctrico, cuyo rotor se asienta sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento o bien está acoplado de manera que colabora con ella (por ejemplo, a través de ruedas dentadas que engranan entre sí) y cuyo estator se apoya en un llamado apoyo de par motor para no girar al mismo tiempo en el caso de una actividad del motor. El estator no está fijado con frecuencia en sus restantes grados de libertad, para que se pueda mover con efecto de compensación en caso de inexactitudes y oscilaciones en el funcionamiento. En el accionamiento de cadena de articulación de acuerdo con la invención, el estator se mueve ahora (con preferencia a través de un mecanismo de exploración), de tal manera que su movimiento superpuesto al rotor genera en la rueda de cadena de accionamiento el número de revoluciones irregular deseado, que compensa las oscilaciones de la velocidad de la cadena articulada. También este mecanismo se puede realizar de manera muy sencilla y, por lo tanto, con coste favorable y sin interferencias, puesto que solamente debe explorarse un elemento de levas acoplado con la rueda de cadena de accionamiento y la exploración debe transmitirse sobre el estator.

Con preferencia, el elemento de levas está conectado de forma móvil giratoria con el estator del motor, y se desplaza a lo largo de al menos un elemento de exploración fijo estacionario. El elemento de levas móvil en el caso de una rotación de la rueda de cadena de accionamiento hace subir y bajar el estator de manera correspondiente a su forma de las levas que están en conexión con el elemento de exploración. Evidentemente, también sería posible fijar el elemento de levas con un eje de giro fijo estacionario y conectar el elemento de exploración fijamente con ele stator. Una disposición de este tipo proporcionaría cinemáticamente el mismo resultado. De acuerdo con un desarrollo del accionamiento de cadena articulara, éste contiene dos elementos de exploración y/o dos elementos de levas, de manera que de acuerdo con el sentido de giro de la rueda de cadena de accionamiento de la cadena articulada, uno de dichos elementos (elemento de exploración o elemento de levas) está activo. Como ya se ha explicado anteriormente, existen aplicaciones, en las que la cadena de articulación se puede accionar opcionalmente en ambas direcciones. El desarrollo descrito tiene en cuenta este caso, puesto que a cada dirección del movimiento está asociado un elemento de exploración propio para la generación del movimiento de compensación deseado del estator.

De acuerdo con una configuración preferida del accionamiento de cadena articulada, el elemento de levas está dispuesto sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento y el elemento de exploración está dispuesto en el brazo de una palanca conectada con el estator. La disposición del elemento de levas sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento asegura de una manera especialmente sencilla la rotación síncrona entre la rueda de cadena de accionamiento y el elemento de levas. El movimiento del elemento de levas es explorado en este caso por el elemento de exploración, que transmite su movimiento a través de la palanca de la manera deseada sobre el estator.

Breve descripción de las figuras

A continuación se explica a modo de ejemplo la invención con la ayuda de las figuras. Las figuras 1 a 26 muestran, respectivamente, un accionado de cadena articulada en la zona de la rueda de cadena de accionamiento de la cadena articulara y en particular:

La figura 1 muestra un accionamiento de cadena articulada de acuerdo con el estado de la técnica.

La figura 2 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicada con una modificación del ramal de carga de un medio de tracción.

La figura 3 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicada de acuerdo con la figura 2 con rodillo tensor adicional en el ramal vacío.

La figura 4 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado con dos rodillos tensores durante una rotación en el sentido de las agujas del reloj y en sentido contrario a las agujas del reloj.

La figura 5 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado con un rodillo tensor no redondo en el ramal de carga.

La figura 6 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado, respectivamente, con un rodillo tensor no redondo en el ramal de carga y en el ramal vacío durante una rotación en el sentido de las agujas del reloj y en sentido contrario a las aguas del reloj.

La figura 7a muestra un accionamiento de cadena articulada con un motor de accionamiento articulado periódicamente.

La figura 7b muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado con una rueda de accionamiento colocada excéntricamente.

La figura 8 muestra un accionamiento de cadena articulada con un movimiento del estator de un motor de accionamiento de acuerdo con un disco de levas colocado en el motor.

La figura 9 muestra un accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la figura 8 con rodillos tensores adicionales en el ramal de carga y en el ramal vacío.

La figura 10 muestra un accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la figura 8 con elementos de exploración para dos sentidos de giro de la cadena articulada.

La figura 11 muestra un accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la figura 10 con una unidad de construcción para los elementos de exploración.

Las figuras 12 a 18 muestran accionamientos de cadena articulada con un elemento de levas sobre el eje de la rueda de cadena articulada y con un mecanismo de palanca para la transmisión del movimiento explorado sobre el

motor de accionamiento.

La figura 19 muestra un accionamiento de cadena articulada con un servo mecanismo para el movimiento del motor.

La figura 20 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado con un mecanismo de cigüeñal para el movimiento del motor.

Las figuras 21 a 25 muestran guías de cadenas articuladas no reivindicadas con un elemento de apoyo móvil.

La figura 26 muestra una guía de cadena articulada no reivindicada en el caso de un desarrollo de pandeo de la cadena articulada.

Las figuras 27 a 30 muestran accionamientos de cadena articulada “pasivos”, en los que una masa centrífuga está acoplada con efecto de colaboración con la rueda de cadena de accionamiento y e concreto muestran en particular:

La figura 27 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado, en el que un disco acoplado con el árbol de la masa centrífuga rueda sobre un disco de levas en el árbol de la rueda de articulación.

La figura 28 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado, en el que un disco acoplado con el árbol de la masa centrífuga está en conexión operativa a través de un medio de tracción con un disco de levas acoplado con la rueda de desviación.

La figura 29 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado, en el que la masa centrífuga es articulada de forma sincronizada para la rotación de la rueda de desviación.

La figura 30 muestra un accionamiento de cadena articulada no reivindicado, en el que el árbol de la masa centrífuga está acoplado a través de un medio de tracción con la rueda de desviación y se varía la longitud efectiva del ramal de carga del medio de tracción.

Las figuras restantes muestran un accionamiento intermedio para una cadena de articulación y, en concreto:

La figura 31 con un soporte de la rueda de accionamiento alojada en un punto de articulación.

La figura 32 con un soporte alojado en una articulación en forma de paralelogramo.

La figura 33 con una rueda de levas K dispuesta sobre el árbol para la articulación de la rueda de accionamiento.

La figura 34 con una guía lineal del soporte.

La figura 35 con una guía lineal biaxial del soporte y dos ruedas de levas.

La figura 36 con una guía lineal biaxial del soporte y dos ruedas de levas dispuestas sobre el árbol.

Descripción detallada de las figuras

La figura 1 representa un accionamiento de cadena articulada de acuerdo con el estado de la técnica y ya ha sido explicado al principio. Los signos de referencia utilizados en esta figura deben aplicarse también para las figuras restantes, si las partes correspondientes permanecen iguales. Además, hay que indicar que todas las figuras solamente representan los contornos de los componentes, es decir, que los propios componentes son transparentes. Una primera configuración no reivindicada de un accionamiento de forma diferente para la rueda de cadena de accionamiento A en una cadena de articulación G se representa en la figura 2. A diferencia del estado de la técnica según la figura 1, en este accionamiento de cadena articulada tanto la rueda de accionamiento 26 como también la rueda accionada 24, que está acoplada con la rueda de cadena de accionamiento A del accionamiento de cadena articulada o bien se asienta sobre su árbol, están configuradas de manera convencional redondas circulares. Por lo tanto, la fabricación de tales ruedas es relativamente sencilla y está normalizada. La diferencia de la transmisión de la rotación uniforme de la rueda de accionamiento 26 sobre la rueda accionada 24 se provoca de acuerdo con la invención porque el ramal de carga de este accionamiento (es decir, en la figura 2 la sección inferior del medio de tracción Z durante una rotación de la rueda de cadena de accionamiento A en sentido contrario a las agujas del reloj) es introducido a presión con diferente fuerza desde un rodillo tensor 20, de manera que se modifica su longitud efectiva. La medida de la introducción a presión del ramal de carga se controla en este caso por un mecanismo de exploración, que contiene un rodillo de exploración 23, que está soportado a través de una palanca 22 de ángulo agudo, alojada en el punto de giro 21 fijo estacionario y conectada con el rodillo tensor 20. El rodillo de exploración 23 se apoya en la periferia de un disco de levas 25 dispuesto sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento A y explora su forma de levas. Un muelle 27 se ocupa en este caso de un contacto con el disco de levas 25 también cuando en el ramal de carga no debería predominar ninguna tensión. La forma exterior de este disco de levas se puede determinar de manera empírica o teórica de forma sencilla, de modo que, en función de las particularidades constructivas concretas, resulta una irregularidad tal del número de revoluciones de la rueda de cadena de

accionamiento A, que compensa lo mejor posible las oscilaciones de la velocidad de la cadena de articulación G. Una forma de levas posible se describe, por ejemplo, a través de la dependencia del radio r del disco de levas del ángulo polar φ (medido entre un radio de referencia y el radio considerado en la unidad de rueda):

$$r(\varphi) = R0 + d \cdot f(n \cdot \varphi),$$

en la que R0 es el radio medio, $d < R0$ es la variación del radio y n es un número natural. La función f debe tener un valor ≤ 1 y periódicamente con el periodo 2π, $(f(x + 2\pi) = f(x)$ y se puede realizar, por ejemplo, a través de una función sinusoidal o una función similar a sinusoidal.

El medio de tracción Z puede actuar tanto en unión por aplicación de fuerza (por ejemplo como correa trapezoidal) o también en unión positiva (por ejemplo, como cadena articulada o correa dentada), puesto que no se observa un eventual resbalamiento entre las dos ruedas 26 y 24 para la acción de compensación del mecanismo.

En las construcciones mostradas en la figura 2 así como en todas las otras construcciones que se explicarán todavía, los cojinetes de las partes móviles se configuran lo más silenciosos posible, lo que se puede realizar, por ejemplo, a través de la intercalación de casquillos de plástico.

En la variación no reivindicada mostrada en la figura 3 del accionamiento de cadena articulada de la figura 2 está previsto, en el ramal vacío del medio de tracción Z, otro rodillo tensor 30, que no está acoplado, sin embargo, con la exploración del disco de levas, sino solamente mantiene tenso el ramal vacío bajo la acción de una fuerza de resorte.

La figura 4 muestra un desarrollo no reivindicado del accionamiento de cadena articulada, que es adecuado para una rotación de la rueda de cadena de accionamiento A en ambas direcciones. La parte superior de la figura 4 muestra en este caso una rotación de la rueda de cadena de accionamiento en sentido contrario a las agujas del reloj y la parte interior muestra una rotación en el sentido de las agujas del reloj (ver las flechas en la cadena articulada). En esta configuración, la palanca 42, pivotable alrededor de un eje de giro 46 fijo estacionario, está configurada en forma de horquilla, de manera que la horquilla rodea el disco de levas 45 sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento A. En la palanca están dispuestos, sobre dos brazos 41 móviles pivotables, dos rodillos tensores, uno de los cuales 40a se apoya en la sección superior y el otro 40b se apoya en la sección inferior del medio de tracción Z. Los brazos 41 son desplazados a través de un mecanismo de resorte (no representado) a una posición que se apoya lo más estrechamente posible en la palanca 42.

En la representación superior de la figura 4 tiene lugar una rotación de la rueda de cadena de accionamiento A en sentido contrario a las agujas del reloj. De manera correspondiente, la sección inferior del medio de tracción Z es el ramal de carga, en el que domina una fuerza grande. Esta fuerza tensa el ramal de carga en la mayor medida posible, lo que ejerce una fuerza correspondientemente grande dirigida hacia abajo sobre el rodillo tensor 40b. esta fuerza dirigida hacia abajo provoca, por una parte, que el brazo de este rodillo tensor 40b esté aproximadamente perpendicular a la palanca 42 y, por otra parte, toda la palanca 42 es estirada hacia abajo, hasta que el rodillo de exploración superior 43a entra en contacto con el disco de levas 45. De manera similar al mecanismo representado en la figura 3, de esta manera el disco de levas 45 es explorado por el rodillo de exploración 43a y puede convertir el movimiento del rodillo tensor 40b generado de esta manera en un acortamiento correspondiente del ramal de carga. El segundo rodillo tensor 40a actúa en este estado solamente como rodillo tensor cargado por resorte para el ramal vacío.

En una modificación del sentido de giro, como se muestra en la parte inferior de la figura 4, se invierten las funciones de los rodillos tensores y de los rodillos de exploración, de manera que se genera el mismo número de revoluciones deseado de manera diferente de la rueda de cadena de accionamiento A.

En la figura 5 se representa una posibilidad alternativa para la modificación de la longitud del ramal de carga. En este caso, una rueda no redonda 51 actúa con un eje de giro fijo estacionario sobre el ramal de carga del medio de tracción Z, de manera que se selecciona la forma circunferencial de la rueda no redonda de manera que se obtiene una desigualdad compensatoria deseada del número de revoluciones en la rueda de cadena de accionamiento A. La rueda no redonda está engranada con preferencia en unión positiva con el medio de tracción Z, de manera que es girada al mismo tiempo por éste de forma sincronizada. De manera alternativa o adicional, la rueda no redonda se puede girar naturalmente también de otra manera de forma sincronizada con la rueda de cadena de accionamiento A. Puesto que la rueda no redonda no debe transmitir pares motores de accionamiento, a pesar de su forma no redonda, está sujeta solamente a un desgaste reducido.

La figura 8 muestra una forma de realización no reivindicada con dos ruedas no redondas 61a y 61b alojadas de forma móvil pivotable en palancas 62 con el eje de articulación 63 fijo estacionario y presionadas bajo la acción de un muelle en el medio de tracción Z, una de cuyas ruedas no redonda se apoya, en función del sentido de giro de la rueda de cadena de accionamiento A en el ramal de carga respectivo y la otra en el ramal vacío respectivo. A través de la tensión en el ramal de carga la rueda no redonda que se apoya aquí (61b en la parte superior de la figura durante la rotación de la rueda de cadena de accionamiento A en sentido contrario a las agujas del reloj; 61a en la

parte inferior de la figura durante la rotación de la rueda de cadena de accionamiento A en el sentido de las agujas del reloj) presiona en este caso contra un tope 64 fijo estacionario, de manera que se comporta de manera efectiva como una rueda con eje de giro fijo estacionario.

La figura 7a se refiere a una primera posibilidad alternativa para la modificación de la longitud del ramal de carga del medio de tracción Z. En este caso, la rueda de accionamiento R1 se asienta sobre el árbol de un motor M, que está alojado, por su parte, en el extremo de una palanca 73 de forma pivotable alrededor de un eje de giro 75 fijo estacionario. Sobre el árbol del motor está dispuesto, además, un disco de levas 72, que colabora con un rodillo de exploración 71 fijo estacionario, de tal manera que hace pivotar al motor M de forma sincronizada con la rueda de cadena de accionamiento A (ver la doble flecha). El medio de tracción Z experimenta de esta manera una extensión periódica, que genera el número de revoluciones diferente deseado.

La figura 7b muestra una segunda posibilidad alternativa no reivindicada para la modificación de la longitud del ramal de carga del medio de tracción Z o bien para la modificación del radio efectivo de la rueda de accionamiento. En este caso, la rueda de accionamiento 77 se asienta excéntricamente sobre el árbol del rotor 76 del motor M. En la rueda 77 se puede tratar de una rueda estándar (redonda) que se puede fabricar económicamente. Para impedir un desplazamiento de fases a través de resbalamiento, la rueda 77 debería colaborar en unión positiva con el medio de tracción Z (por ejemplo como rueda de cadena y rueda de rodillos). Cuando la relación de reducción entre la rueda de accionamiento 77 y la rueda accionada R2 es igual al número de revoluciones de la rueda de cadena de accionamiento A (por lo tanto, en la figura 8:1, es decir, que por cada revolución de la cadena articulada G la rueda 77 realiza una revolución), se produce, debido a la excentricidad, una cierta compensación o reducción del efecto polígono.

En las figuras 8 a 20 se representan configuraciones alternativas de un accionamiento de cadena articulada. Éstas se basan en un accionamiento de cadena articulada, en el que un motor o bien un motor con engranaje (motor de engranaje) M (representado por un contorno rectangular en las figuras) está instalado en el árbol de la rueda de cadena de accionamiento A. En este caso, especialmente el rotor del motor está acoplado con el árbol de accionamiento, mientras que el estator, es decir, la carcasa exterior del motor, es libremente móvil con límites. Para el presente ejemplo, se supone que el motor es un motor eléctrico. En el caso de una alimentación de corriente hacia el motor, se desplaza el rotor en rotación y en este caso se ejerce sobre el estator un par motor dirigido en sentido opuesto. Para que el estator no gire él mismo en sentido contrario al rotor, está apoyado en un apoyo del par motor, por ejemplo en el suelo de la nave. Mientras que en el estado de la técnica entre el estator y el apoyo del par motor no tiene lugar ningún movimiento relativo en la dirección de la fuerza, de acuerdo con la invención se propone un apoyo móvil. Éste se realiza en el accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la figura 8 porque en el extremo del estator o bien del motor M está dispuesto de forma móvil giratoria un elemento de levas en forma de un disco de levas 81, que se apoya sobre un elemento de exploración fijo estacionario (conectado, por ejemplo, con el suelo de la nave) en forma de un rodillo de exploración 82. El motor M es presionado en este caso con preferencia por un muelle 83 con fuerza de presión de apriete definida contra el rodillo de exploración 82, de manera que no se eleva desde éste. El disco de levas 81 es desplazado en rotación ahora de forma sincronizada con la rotación de la rueda de cadena de accionamiento A, de manera que en el ejemplo representado la transmisión del movimiento giratorio desde la rueda de cadena de accionamiento A sobre el disco de levas 81 se realiza a través de un accionamiento de medio de tracción con las ruedas R2 en la rueda de cadena de accionamiento A y R1 en el disco de levas 81. Para impedir un desplazamiento de las fases entre la rueda de cadena de accionamiento A y el disco de levas 81, debería utilizarse en este caso un accionamiento en unión positiva con una correa dentada Z, una cadena de rodillos o similar.

En el caso de una alimentación de corriente hacia el motor (o bien en el caso de arranque de un motor de combustión interna) se desplaza en movimiento su rotor, que acciona la rueda de cadena de accionamiento A de la cadena articulada. La rotación de la rueda de cadena de accionamiento se transmite a través de la rueda R2 acoplada con ella y a través del medio de tracción Z sobre la rueda R1 en el disco de levas 81, de manera que éste es girado de forma sincronizada con una elación de multiplicación predeterminada y a través de su contacto con el rodillo de exploración 82 sube y baja el estator M de manera deseada. Estos movimientos del estator se superponen a la rotación del rotor uniforme con relación al estator, de manera que, en general, se produce en la rueda de cadena de accionamiento A el accionamiento giratorio deseado de forma diferente.

En la configuración de acuerdo con la figura 9, respectivamente, un rodillo tensor 91, 92 está previsto en el ramal de carga y en el ramal vacío del medio de tracción, para poder realizar, si se desea, de manera selectiva un desplazamiento de fases entre la rueda de cadena de accionamiento y el disco de levas.

La figura 10 muestra un desarrollo adicional del sistema de acuerdo con la figura 8, que es adecuado para ambos sentidos de giro de la rueda de cadena de accionamiento A (se muestra una rotación de la rueda de cadena de accionamiento A en sentido contrario a las agujas del reloj). Con esta finalidad, tanto por debajo como también por encima del disco de levas 101 alojado de forma móvil giratoria en el motor M está previsto un rodillo de exploración 102 y 103, respectivamente, alojado de forma fija estacionaria. En virtud de las relaciones de fuerza, el disco de levas 101 se apoya en el rodillo de exploración inferior o bien en el rodillo de exploración superior en función del

sentido de giro, de manera que en colaboración con el disco de levas se genera el movimiento de subida y bajada deseado del motor. El motor está acoplado, además, con preferencia con un elemento de resorte y de amortiguación 104 regulable en la altura, que se ocupa de una compensación del peso del motor y de una presión de contacto suficiente en cada caso entre el disco de levas y el rodillo de exploración.

La forma de realización representada en la figura 11 se diferencia de la mostrada en la figura 10 porque los rodillos de exploración están dispuestos en un elemento de soporte 111, que está fijado con un extremo en el árbol de la rueda de cadena de accionamiento A y está alojado de forma giratoria. Adicionalmente, está prevista una instalación de ajuste 112, con la que se puede ajustar una posición exacta de los rodillos de exploración y con ello el ángulo de las fases. Un módulo de este tipo se puede montar más fácilmente, puesto que las distancias relativas están predeterminadas a través del elemento de soporte.

Las figuras 12 a 18 muestran posibilidades alternativas para el movimiento del motor o bien del estator M, de manera que los discos de levas 121, 131, 141, 151, 181, 171, 181 están dispuestos, respectivamente, de forma inmediata sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento A. El disco de levas 121, 131 o bien 141 es explorado en las construcciones de las figuras 12 a 14 por un rodillo de exploración 122, 132 o bien 142, que transmite su movimiento sobre una palanca 125, 135 o bien 145, que está alojada móvil en una articulación fija estacionaria 124, 134 o sobre un rodillo 144 y a través de un brazo 123, 133 o bien 143 sobre el estator/motor. Las variantes explicadas se pueden emplear opcionalmente de acuerdo con las particularidades espaciales o también se pueden modificar.

La disposición según la figura 15 tiene un tipo de construcción todavía más compacto, en el que una palanca 155 está conectada de forma móvil giratoria con el estator M y en el extremo izquierdo en la figura de la palanca están dispuestos un rodillo de exploración 152, que rueda sobre el disco de levas 151, y en el extremo derecho de la palanca un rodillo de apoyo 153, que rueda sobre una base 154 fija estacionaria amortiguada en cuanto al ruido.

La figura 16 muestra una variación de la construcción de acuerdo con la figura 15, que está configurada esencialmente simétrica con una palanca 165 en forma de horquilla y con un rodillo de exploración 162a y 162b, respectivamente, que se encuentran debajo del disco de levas 161 así como con dos superficies de rodadura 164. Esta construcción posibilita el funcionamiento de la rueda de cadena de accionamiento en ambos sentidos de giro.

Las figuras 17 y 18 muestran otra variante de la exploración de un disco de levas 171 y 181, respectivamente, en la que la construcción de palanca 172 y 182 de varias partes utilizada utiliza articulaciones giratorias y garantiza una estructura muy compacta. En la figura 17, la construcción de palanca 172 se apoya sobre una base 173 fija estacionaria, mientras que en la figura 18 la construcción de palanca 182 está alojada fija estacionaria de forma articulada giratoria (en una articulación 183).

Dos posibilidades alternativas no reivindicadas para el movimiento del motor o bien del estator M se representan en las figuras 19 y 20. En el accionamiento de cadena articulada según la figura 19, el motor M es articulado de forma periódica por una instalación de palanca activa, como por ejemplo un cilindro hidráulico 191 de la manera deseada.

En la variante no reivindicada según la figura 20, está previsto un accionamiento de cigüeñal 202 acoplado con la rueda de cadena de accionamiento A, que pandea periódicamente a través de una biela 203 una palanca acodada 201 montada fija estacionaria en un extremo. En el otro extremo de la palanca acodada está montado el motor M, de manera que éste se mueve hacia arriba y hacia abajo a través del pandeo de la manera deseada.

Las figuras 21 a 25 representan diferentes soluciones no reivindicadas para reducir el impacto de entrada, que se produce durante la incidencia de un punto de giro de articulación P que se mueve hacia abajo sobre el hueco de los dientes que se mueve hacia arriba de la rueda de cadena de accionamiento A.

En la primera variante mostrada en la figura 21, está previsto un elemento de apoyo en forma de un rodillo de apoyo 212 que contacta con las pestañas de los eslabones de la cadena K. El rodillo de apoyo 212 está instalado en este caso en una palanca 211, que está alojada con un extremo en un eje de giro 214 fijo estacionario. El otro extremo de la palanca 211 penetra en la zona junto a la rueda de cadena de accionamiento A. Allí alrededor del punto medio de la rueda de cadena de accionamiento A están dispuestos distribuidas de manera uniforme tantas levas de arrastre 213 a ambos lados sobre la rueda de cadena de accionamiento A como dientes y huecos de dientes, respectivamente, tiene esta rueda de cadena de accionamiento. Durante la rotación de la rueda de cadena de accionamiento A, las levas de arrastre 213 entran en contacto con dicho extremo de la palanca y lo elevan un poco, lo que conduce a una elevación correspondiente del rodillo de apoyo 212 y, por lo tanto, de la cadena articulada G. A través de esta elevación se reduce la diferencia de velocidad entre la cadena articulada G y, por lo tanto, también el punto de giro de articulación P precisamente introducido y el hueco de diente correspondiente de la rueda de cadena de accionamiento A. Los arrastradotes 213 pueden estar configurados especialmente de plástico, de acero endurecido, como rodillos, como cojinetes de bolas o como rodillos de cojinetes de bolas. El rodillo de apoyo 212 puede estar constituido de metal recubierto de aislamiento acústico (por ejemplo, acero, fundición a presión de aluminio), o su superficie puede ser de metal no endurecido o endurecido, que está alojado sobre capas intermedias

de amortiguación.

La configuración según la figura 22 se diferencia de la mostrada en la figura 21 presumiblemente porque los arrastradores 223 se encuentran sobre ángulos de los huecos de los dientes de la rueda de cadena de accionamiento, con lo que se pueden disponer a una distancia radial mayor del árbol. Además, la capa de contacto 224 con los arrastradores, configurada en el extremo de la palanca 221, está configurada para aislamiento acústico.

La configuración de acuerdo con la figura 23 se diferencia de la mostrada en las figuras 21 y 22, respectivamente, porque el extremo 232 de la palanca 231, que explora los arrastradores 233, está configurado biselado. Este extremo puede tener también una forma curvada y/o puede ser regulable en su inclinación. La figura 24 muestra una guía de cadena articulada similar a la figura 23, en la que, sin embargo, en el elemento de apoyo 241 está configurada una superficie de deslizamiento 242 de un material de aislamiento acústico y reductor de la fricción, que entra en contacto con los puntos de giro de articulación P (bulón, casquillo, rodillo pequeño, rodillo de rodadura, etc.).

En la figura 25 se consigue un movimiento más estable de la palanca 251 con el rodillo de apoyo 255, porque el extremo libre de la palanca está provisto con un rodillo 252, que explora un disco de levas 253 dispuesto sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento. Con preferencia, la palanca 251 (delante y detrás del plano del dibujo en la figura 25) rodea la rueda de cadena de accionamiento, de manera que a ambos lados de la rueda de cadena de accionamiento está dispuesto, respectivamente, un rodillo de apoyo 255.

En la figura 26 se muestra una solución no reivindicada, que se puede emplear especialmente en cadenas de transporte. En estas cadenas, la cadena articulada es guiada con frecuencia linealmente sobre un carril de rodadura 262, desde el que se pandea hacia abajo un poco delante de la rueda de cadena de accionamiento A. A través de este pandeo se impide que productos transportados sobre la cadena articulada sean subidos o bien bajados debido al efecto polígono y choquen sobre la rueda de cadena de accionamiento A.

En la configuración representada en la figura 26, el carril de rodadura 262 que está en contacto con los puntos de giro de articulación P se prolonga en el interior de la zona de pandeo, siguiendo en primer lugar el desarrollo de pandeo. No obstante, en un extremo presenta una sección 263 ascendente. Ésta conduce a que se eleve un punto de giro de articulación P que marcha por encima y sobre éste se eleve también el punto de giro de articulación P (colocado delante en la dirección del dibujo) que se encuentra precisamente en la entrada en el hueco de los dientes de la rueda de cadena de accionamiento A, para conseguir la reducción deseada de las diferencias de velocidad. No obstante, la elevación permanece, en general, por debajo del nivel del carril de rodadura 262, de manera que no repercute sobre la marcha de la cadena articulada G restante.

Las figuras 27 a 30 muestran un accionamiento de cadena articulada “pasivo” no reivindicado. Éste contiene una rueda de cadena de accionamiento A, alrededor del cual marcha la cadena articulada G en el ejemplo representado alrededor de 180º, de manera que lleva a cabo una inversión de la dirección. La rueda de cadena de accionamiento A se puede designar, por lo tanto, también como rueda de inversión. A diferencia de las figuras 1 a 20, la rueda de inversión A no es accionada activamente, sino que es girada al mismo tiempo, en principio, sólo pasivamente por la cadena articulada. En virtud del efecto polígono, en este caso una velocidad de movimiento lineal uniforme de la cadena articulada G conduce a una velocidad angular de la rueda de desviación A, lo que tiene, en virtud de la inercia de la rueda de desviación A y de las masas acopladas con ello, repercusiones sobre la cadena articulada G y conduce allí a oscilaciones de la velocidad.

Para la compensación de dichas oscilaciones de la velocidad está prevista en las figuras 27 a 30 una masa centrífuga S alojada de forma giratoria, que está en conexión operativa a través de diferentes mecanismos de acoplamiento con la rueda de desviación A, de manera que estos mecanismos están configurados de tal forma que convierten una rotación uniforme de la masa centrífuga S en una rotación diferentes, que compensa el efecto polígono, de la rueda de articulación A. Cuando la masa centrífuga S es considerada como “motor” (de inercia”, se pueden utilizar de esta manera, en principio, para dichos mecanismos todas las construcciones explicadas anteriormente, conocidas de sistemas de accionamiento activos. La figura 27 muestra un primer mecanismo, en el que sobre el árbol de la rueda de desviación A está dispuesto un disco de levas 605. La masa centrífuga S mencionada está alojada con un árbol de giro 601 en el extremo (superior en la figura) de una palanca 602, que está alojada, por su parte, en su extremo inferior de forma móvil articulada en una articulación 603 fija estacionaria. Además, sobre el árbol de giro 601 se asienta una rueda de fricción 606, que rueda sobre un disco de levas 605 dispuesto sobre el árbol de la rueda de articulación A. La palanca 602 es presionada en este caso a través de un muelle no representado en detalle en contacto contra el disco de levas 605. A través de la fricción entre la rueda de fricción 606 y el disco de levas 605 se acoplan las rotaciones de la masa centrífuga S y de la rueda de articulación A, de manera que a través del diseño correspondiente del disco de levas 605 se puede conseguir que precisamente una rotación uniforme de la masa centrífuga S sea transformada en una rotación diferente de compensación del efecto polígono, es decir, que conduzca de nuevo a una velocidad circunferencial uniforme de la cadena articulada G.

En la figura 28 se representa una modificación del mecanismo de la figura 27, en la que la masa centrífuga S está alojada en una articulación giratoria fija estacionaria. Sobre el árbol 611 de la masa centrífuga S está dispuesto móvil pivotable el extremo de una palanca 612, en cuyo otro extremo está colocada de forma giratoria una rueda de fricción 616. Además, una correa Z circula alrededor del árbol 611 y de la rueda de fricción 616, de manera que el dorso de esta correa rueda en la zona de la rueda de fricción 616 en la periferia de un disco de levas 615 dispuesto sobre el árbol de la rueda de desviación A y de esta manera proporciona una acoplamiento de fricción. Una presión de apoyo definida entre la rueda de fricción 616 y el disco de levas 615 se garantiza a través de un muelle 614 que incide en la palanca 612.

La figura 29 muestra una forma de realización, en la que la masa centrífuga S está dispuesta con su árbol 621 en un soporte 628 (bloque rectangular). El soporte 628 está alojado, por su parte, móvil con su extremo izquierdo en la figura sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento A, de manera que, junto con el soporte también la masa centrífuga S es pivotable alrededor de este árbol. Un medio de tracción Z acopla una rueda R1 sobre el árbol 621 de la masa centrífuga S con una rueda R1 sobre el árbol de la rueda de desviación A. El soporte 628 está acoplado en un bulón de articulación 629 con una palanca 622, que está alojado de forma pivotable a través de un brazo intermedio 627 en una articulación giratoria 623 fija estacionaria. Por lo tanto, junto con la palanca 622 se puede articular también el soporte 628 y con éste el árbol 621 de la masa centrífuga S (ver doble flecha). En el extremo libre de la palanca 622 está dispuesto un rodillo de exploración 626 móvil giratorio, que rueda sobre un disco de levas 625, que se asienta sobre el árbol de la rueda de desviación A. Un muelle 624 que incide en la palanca 622 proporciona en este caso un apoyo constante del rodillo de exploración 626 en el disco de levas 625. A través del mecanismo de exploración descrito se realiza un movimiento hacia arriba y hacia debajo de la masa centrífuga S de forma sincronizada con la rotación de la rueda de desviación A. Éste repercute con una conformación correspondiente del disco de levas 625 con efecto de compensación sobre el efecto polígono. La función del mecanismo es similar a la indicada en las formas de realización de las figuras 8 a 20, de manera que el soporte 628 corresponde al estator allí del motor de engranaje y se presupone que la relación de multiplicación de las ruedas R1:R2 es distinta a uno.

La figura 30 muestra otra forma de realización, que es similar a los accionamientos de cadena articulada de acuerdo con las figuras 2 a 4, donde en lugar del motor sirve la masa centrífuga S, que está alojada en un eje de giro fijo estacionario. Una rueda R1, que se asienta sobre el árbol 631 de la masa centrífuga S, está acoplada a través de un medio de tracción Z circundante con una rueda R2 que se asienta sobre el árbol de la rueda de desviación A. Por lo demás, está presente una palanca 632, que está alojada en una articulación giratoria 637 fija estacionaria y lleva en un extremo un rodillo de exploración 636, que rueda sobre un disco de levas 635, que se asienta sobre el árbol de la rueda de desviación A. Por medio de un muelle 634 se presiona la palanca 632 contra el disco de levas 635. Además, la palanca 632 lleva dos rodillos tensores 633a y 633b, que se apoyan en el ramal superior y en el ramal inferior, respectivamente, del medio de tracción Z. En el caso de un movimiento de la palanca 632 de acuerdo con el disco de levas 635, los rodillos tensores 633a y 633b se ocupan entonces de una modificación de las longitudes efectivas de los ramales, lo que conduce al acoplamiento diferente deseado entre la masa centrífuga S y la rueda de desviación A. Hay que indicar que un sistema de este tipo debe presentar, por razones geométricas, una cierta elasticidad, para permitir diferentes posiciones pivotables de la palanca 632. Por ejemplo, el medio de tracción Z puede ser una correa elástica larga o al menos uno de los rodillos tensores 633a, 633b se puede alojar de forma móvil desplazable en la palanca 632.

En la figura 31 se representa de forma esquemática una vista lateral de un accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la invención, según otro aspecto de la invención, en la que en este ejemplo se rata de un accionamiento intermedio, que encaja en una cadena articulada G estirada. A cadena articulada G está constituida por eslabones de cadena K individuales, que están enlazados entre sí de forma móvil pivotable en puntos de giro de articulación P (bulón, casquillos, etc.). A través del accionamiento intermedio debe apoyarse el movimiento de la cadena articulada en la dirección de la flecha. A través de un complemento eventual de otros accionamientos intermedios sobre el trayecto de transporte se consigue que las fuerzas de tracción que predominan en la cadena articulada G no lleguen a ser demasiado altas.

El accionamiento intermedio de la cadena articulada G se realiza, en principio, a través de una rueda de accionamiento A accionada por un motor M de forma giratoria alrededor de un árbol W, que engrana con dientes Z en los huecos entre los eslabones de cadena K y en este caso transmite un movimiento de tracción sobre los puntos de giro de articulación P. En el estado de la técnica, para un accionamiento intermedio de este tipo se utiliza, en general, una rueda de accionamiento, accionada con número de revoluciones uniforme, con dientes fijos y con un árbol W fijo estacionario. Sin embargo, esto tiene el inconveniente de que la transmisión de la velocidad sobre la cadena articulada G es irregular en virtud del llamado efecto polífono (distancia efectiva variable de un diente con respecto al eje de giro). Además, Se produce un movimiento relativo entre los dientes y los eslabones de cadena K, lo que tiene como consecuencia un desgaste grande en virtud de las fuerzas altas que actúan al mismo tiempo. No en último lugar, también durante la entrada de la cadena articulada G en la rueda de accionamiento se producen impactos de impulsos, que conducen a un desgaste y a un desarrollo de ruido. Para reducir al mínimo los problemas mencionados, está previsto de acuerdo con la invención que el árbol W de la rueda de accionamiento A y, por lo tanto, la propia rueda de accionamiento A- sea alojada móvil desplazable en paralelo (dentro del plano del dibujo de

la figura 31). Por lo tanto, durante la rotación de la rueda de accionamiento A se puede desplazar de forma sincronizada, de manera que se contrarrestan los efectos descritos.

Un mecanismo de movimiento correspondiente para el árbol W se realiza en la configuración de acuerdo con la figura 31 a través de un soporte rígido 511, que está alojado de forma móvil pivotable en un punto de giro 510 fijo estacionario. En el soporte 511 está alojado de nuevo el árbol W, de manera que éste es arrastrado durante un movimiento de articulación del soporte 511 alrededor del punto de giro 510. El movimiento de articulación del soporte 511 es provocado por una rueda de levas 513, que está alojada de forma móvil giratoria en un extremo (opuesto al punto de giro 510) del soporte 511 y explora un rodillo de exploración 512 fijo estacionario. La rueda de levas 513 está acoplada a través de un medio de tracción 514 (cadena, correa, etc.) con el árbol W, de manera que a tal fin se gira de forma sincronizada (y en el ejemplo representado en la relación 1:1, lo que no es, sin embargo, obligatorio). Además, la rueda de levas 513 presenta la misma periodicidad de su contorno circunferencial que la rueda de accionamiento A. Es decir, que de acuerdo con los seis dientes Z de la rueda de accionamiento A está configurada de forma hexagonal. Por lo tanto, cuando el árbol W realiza un movimiento giratorio alrededor de 360º /6 = 60º y de esta manera los dientes de la rueda de accionamiento A adoptan de nuevo una posición coincidente, también la rueda de levas 513 ha girado adicionalmente exactamente un periodo y ha adoptado de nuevo una posición coincidente. El movimiento de articulación del soporte 511 alrededor del punto de giro 510 se realiza, por lo tanto, de forma sincronizada con la rotación del árbol W así como de acuerdo con el periodo de la división de los dientes de la rueda de accionamiento A.

El movimiento de subida y bajada del árbol W generado como se ha descrito es dimensionado a través del diseño correspondiente de la rueda de levas 513, de manera que el punto de contacto X entre el diente Z, que engrana precisamente en la cadena articulada G, y el punto de giro de articulación P (que en el caso del árbol W fijo estacionario y los dientes Z fijos estacionarios describiría un arco circular alrededor del eje del árbol) se mueve esencialmente lineal en el plano de la cadena articulada G.

Adicionalmente al desplazamiento paralelo del árbol W, en la forma de realización representada en la figura 31, está prevista otra medida para la homogeneización del accionamiento. Ésta consiste, de acuerdo con el documento DE 199 45 921 A1, en que los dientes Z están configurados como segmentos esencialmente en forma de L, que están alojados en cada caso en un eje de giro D (paralelo al árbol W) en la periferia de la rueda de accionamiento A. Los dientes Z presentan, además, en cada caso un rodillo de exploración R, con el que se desplazan, bajo la presión de un muelle no representado en detalle, a lo largo de un elemento de levas K. El elemento de levas K está fijado en el soporte 511, de manera que no participa en la rotación de la rueda de accionamiento A, pero sí en el desplazamiento paralelo del árbol W.

El contorno explorado del elemento de levas K está diseñado de tal forma que los dientes Z realizan durante su engrane en la cadena articulada G esencialmente un desplazamiento con orientación constante en el espacio, es decir, sin rotación alrededor de un eje de cuerpo. Puesto que el punto de giro D de los dientes Z se mueve sobre un arco circular alrededor de árbol W, se consigue tal desplazamiento paralelo cuando el rodillo R marcha sobre una sección correspondiente en forma de arco circular del elemento de levas K.

Junto con el movimiento de subida y bajad del árbol W descrito anteriormente se genera de esta manera, en general, un movimiento de los dientes Z, que corresponde en la zona de engrane en la cadena articulada G a un movimiento de traslación lineal ideal. De esta manera, tanto se impide una subida o bien bajada de la cadena articulada G desde su plano de movimiento como también se desconecta un movimiento relativo entre los dientes Z y los puntos de giro de articulación P. A través del movimiento propio de los dientes Z es posible, además, configurar los huecos de los dientes en forma de bolsas, de manera que abarcan bien los puntos de giro de articulación P durante el engrane y proporcionan una guía segura así como impiden una subida de la cadena articulada G hacia arriba.

A través de las medidas descritas anteriormente se consigue una trayectoria geométrica lo más lineal posible del punto de contacto X entre la cadena articulada G y los dientes Z. No obstante, el movimiento del punto de contacto X se realiza en el tiempo todavía de forma irregular cuando el árbol W es accionado con velocidad angular uniforme. De acuerdo con la invención, también este efecto no deseado se excluye a través de medidas correspondientes. Las posibilidades aplicables actualmente para un accionamiento desigual del árbol W, que elimina el efecto polígono, se han descrito anteriormente con referencia a las figuras 1 a 20. En la configuración de acuerdo con la figura 31 se lleva a cabo a este respecto una variante especial, en la que el accionamiento de la rueda de accionamiento A se realiza a través de un motor M, cuyo rotor está acoplado con el árbol W y cuyo estator está alojado de forma móvil pivotable alrededor del árbol. El movimiento de articulación del estator se genera a través de una segunda rueda de levas 516, que está conectada con el estator y es accionada a través de un medio de tracción 517 por el árbol W. La segunda rueda de levas 516 explora un elemento de exploración 518 dispuesto en el soporte 511 y de esta manera genera el movimiento de articulación periódica deseada del estator con relación al soporte 511. El contacto entre el elemento de levas 516 y el elemento de exploración 518 se mantiene en este caso constantemente a través de un mecanismo de resorte 515. El movimiento de articulación generado del estator se superpone al movimiento giratorio uniforme del rotor con relación al estator, de manera que el árbol W gira, en general, con número de revoluciones

diferente. Con un dimensionado correspondiente de la segunda rueda de levas 516 se puede conseguir en este caso que el punto de contacto X entre la cadena articulada G y los dientes Z se mueva esencialmente a velocidad uniforme.

Se entiende que los movimientos descritos anteriormente de los dientes Z, del árbol W y del motor M se influyen mutuamente. Por lo tanto, el diseño de los elementos de levas K, 513 y 516 se puede realizar por el técnico de forma estrechamente adaptada entre sí.

La figura 32 muestra una segunda variante de un accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la invención, en la que los componentes idénticos a la figura 31 se designan aquí y en adelante a través de los mismos signos de referencia y no se explican de nuevo a continuación. La diferencia esencial con respecto a la configuración según la figura 31 consiste en que el soporte 521 para el árbol W está aojado en una articulación de paralelogramo, que se forma por dos articulaciones de barra 520a, 520b, que presenta, respectivamente, un punto de giro D1 fijo estacionario y un punto de giro D2 en el soporte 521.

Además, en la figura 32 se muestra otra disposición de la rueda de levas 523 en el soporte 521, para demostrar que el accionamiento de cadena articulada está diseñado diferente en función de las particularidades espaciales y se puede alojar de forma muy compacta.

La figura 33 muestra una variante del accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la figura 32, en la que la diferencia consiste en que la rueda de levas 533, que provoca el movimiento de desplazamiento del árbol W, está dispuesta directamente sobre el propio árbol W. De esta manera, se puede suprimir la preparación de un mecanismo de accionamiento separado para el elemento de levas y se consigue una forma de construcción especialmente compacta.

La figura 34 muestra una variante del accionamiento de cadena articulada según la figura 33, en la que la diferencia consiste en que el soporte 541 está guiado en una guía lineal uniaxial 540, de manera que el árbol W solamente puede realizar un movimiento exactamente lineal (perpendicular al plano de rodadura de la cadena articulada G).

La figura 35 muestra una variante del accionamiento de cadena articulada según la figura 34, en la que la diferencia consiste, por una parte, en el que soporte 551 está guiado en una guía lineal biaxial 550, de manera que puede ejecutar traslaciones discrecionales, pero no rotaciones. Además, en el soporte 551 están dispuestas dos ruedas de levas 553a, 553b accionadas por el árbol W, que marchan en cada caso a lo largo de un elemento de exploración 552a y 552b, respectivamente, fijo estacionario, de manera que la rueda de levas 553a genera una articulación del soporte 551 verticalmente con respecto a la cadena articulada G y la rueda de levas 553b genera una articulación del soporte 551 en la dirección de la cadena articulada G. Esta última posibilita una compensación del efecto polígono, de manera que el motor M no debe articularse ya frente al soporte 551.

La figura 36 muestra una variante del accionamiento de cadena articulada según la figura 35, en la que la diferencia consiste en que las ruedas de levas 563a y 563b están dispuestas directamente sobre el árbol W.

Los accionamientos de cadena articulada explicados anteriormente utilizan la combinación de un movimiento propio de los dientes, de un desplazamiento paralelo del árbol así como de un número de revoluciones de accionamiento diferente para realizar un accionamiento de cadenas lo más uniforme posible. Como resultado, este accionamiento está libre, al menos aproximadamente, de efecto polígono, es decir, que los dientes Z, que engranan con la cadena articulada G, tienen una velocidad circunferencial lineal esencialmente constante. Además, el accionamiento de cadena articulada está libre de impacto y de ruido o bien éstos son escasos, puesto que se consigue una entrada de la cadena articulada G en los huecos de los dientes a una velocidad aproximadamente igual.

Además, es especialmente importante una alta ausencia de desgaste, puesto que el movimiento relativo entre los dientes Z, que engranan en la cadena de articulación G, y la cadena articulada se reduce al mínimo. Por lo tanto, los dientes Z se pueden fabricar, por ejemplo, también de plástico. Solamente tiene lugar un movimiento relativo en las articulaciones D de los dientes y en los rodillos de exploración R correspondientes. No obstante, en este caso se trata de relativamente pocos componentes, que se pueden asegurar a través de la utilización selectiva de cojinetes adecuados o bien de parejas de materiales adecuados así como a través de un dimensionado suficiente frente al desgate producido. Además, se garantiza una posibilidad de sustitución sencilla de talas piezas desgastadas.

El desgaste de la cadena articulada G se reduce al mínimo porque, como ya se ha mencionado, se suprime un movimiento relativo con relación a los dientes de la rueda de accionamiento y porque adicionalmente en virtud del movimiento lineal de los dientes en la zona del engrane no tiene lugar ningún pandeo de los eslabones de la cadena. Aunque en las figuras 31 a 36 se representa un accionamiento intermedio con un engrana en una cadena de transporte estirada, el sistema se puede emplear, en principio, también en un abrazamiento de la rueda de accionamiento A. La ventaja de los accionamientos intermedios reside en que éstos permiten la realización también de instalaciones de transporte más largas, sin que las cadenas articuladas empleadas deban dimensionarse excesivamente fuertes y pesadas. Por lo tanto, de manera ventajosa incluso en el caso de distancias axiales diferentes en una misma instalación, se puede utilizar el mismo tipo (ligero) de cadenas. Además, a través del

empleo de accionamientos intermedios poco antes de una desviación se puede reducir la fuerza de tracción durante la desviación y, por lo tanto, el desgaste resultante.

Los accionamientos intermedios de acuerdo con la invención tienen en este caso, frente a otros accionamientos intermedios conocidos a partir del estado de la técnica con cadenas circulantes de accionamientos intermedios, la ventaja de ser muy compactos y de estar dispuestos solamente en un lado de la cadena (especialmente en el lado inferior). Además, no requieren medios para una presión de apriete de la cadena sobre el diente correspondiente o bien sobre el hueco correspondiente entre los dientes.

REIVINDICACIONES

1.- Accionamiento de cadena articulada, que contiene

- una rueda de cadena de accionamiento (A) para una cadena articulada (G);
- un sistema de accionamiento, que puede accionar la rueda de cadena de accionamiento para la compensación de oscilaciones de la velocidad de la cadena articulada con número irregular de revoluciones;

en el que el sistema de accionamiento contiene:

- un motor (M), cuyo rotor está acoplado con la rueda de cadena de accionamiento (A) y cuyo estator es móvil;
- un mecanismo para el movimiento del estator de forma sincronizada para la rotación de la rueda de cadena de accionamiento,

caracterizado porque el accionamiento de cadena articulada contiene un elemento de levas (81, 101, 121, 131, 141, 151, 161, 171, 181) acoplado con la rueda de cadena de accionamiento (A), que es explorado por un elemento de exploración (82, 102, 103, 122, 132, 142, 152, 162a, 162b), de manera que el movimiento relativo generado entre el elemento de levas y el elemento de exploración es transmitido sobre el estator.

2.- Accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado porque el elemento de levas (81, 101) está conectado de forma móvil giratoria con el estator y se extiende a lo largo de al menos un elemento de exploración (82, 102, 103) fijo estacionario.

3.- Accionamiento de cadena articulada de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado porque están presentes dos elementos de exploración (102, 103) y/o dos elementos de levas, estando activo uno de los elementos en función del sentido de giro de la rueda de cadena de accionamiento (A).

4.- Accionamiento de cadena articulada de acuerdo con al menos una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado porque el elemento de levas (121, 131, 141, 151, 161, 171, 181) está dispuesto sobre el árbol de la rueda de cadena de accionamiento (A), y porque el elemento de exploración (122, 132, 142, 152, 162a, 162b) está dispuesto en el brazo de una palanca (125, 135, 145, 155, 165, 172, 182) conectada con el estator.

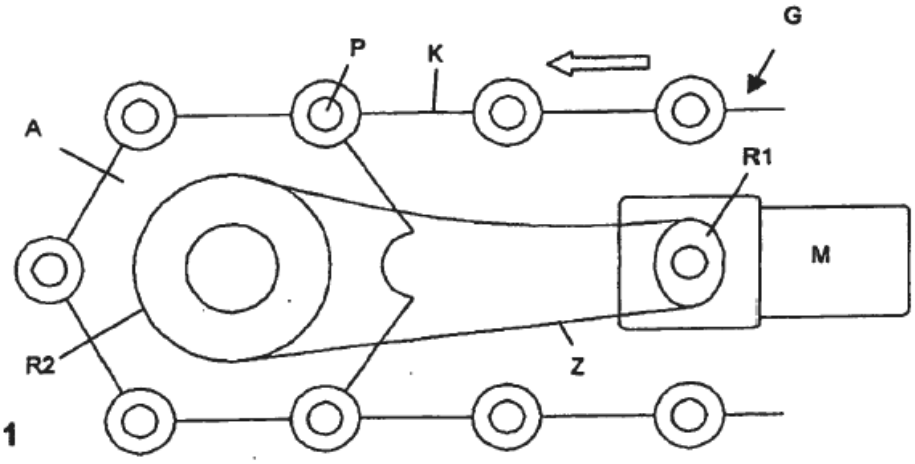

Fig. 1

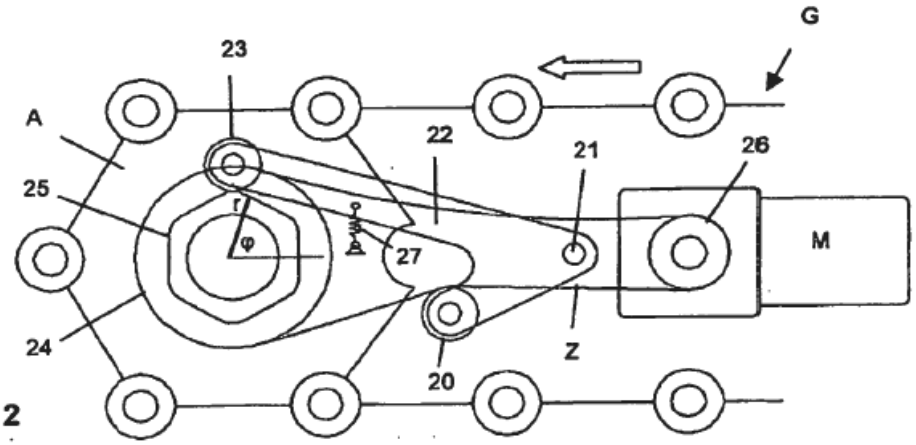

Fig. 2

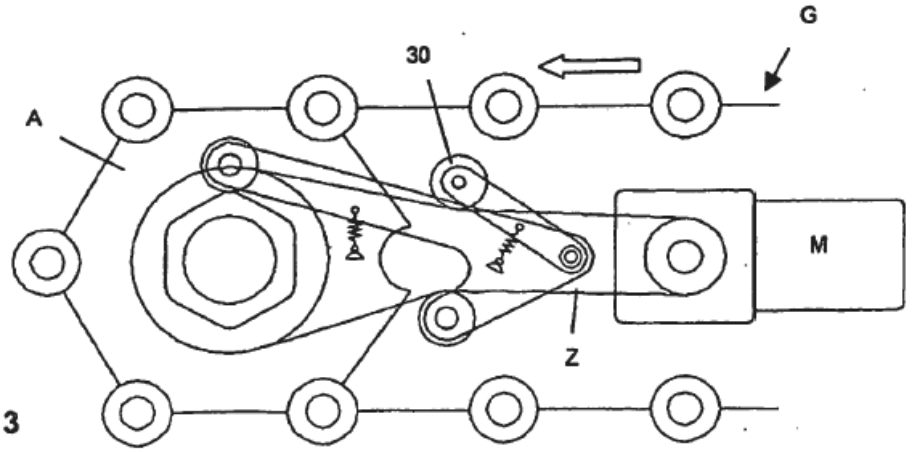

Fig. 3

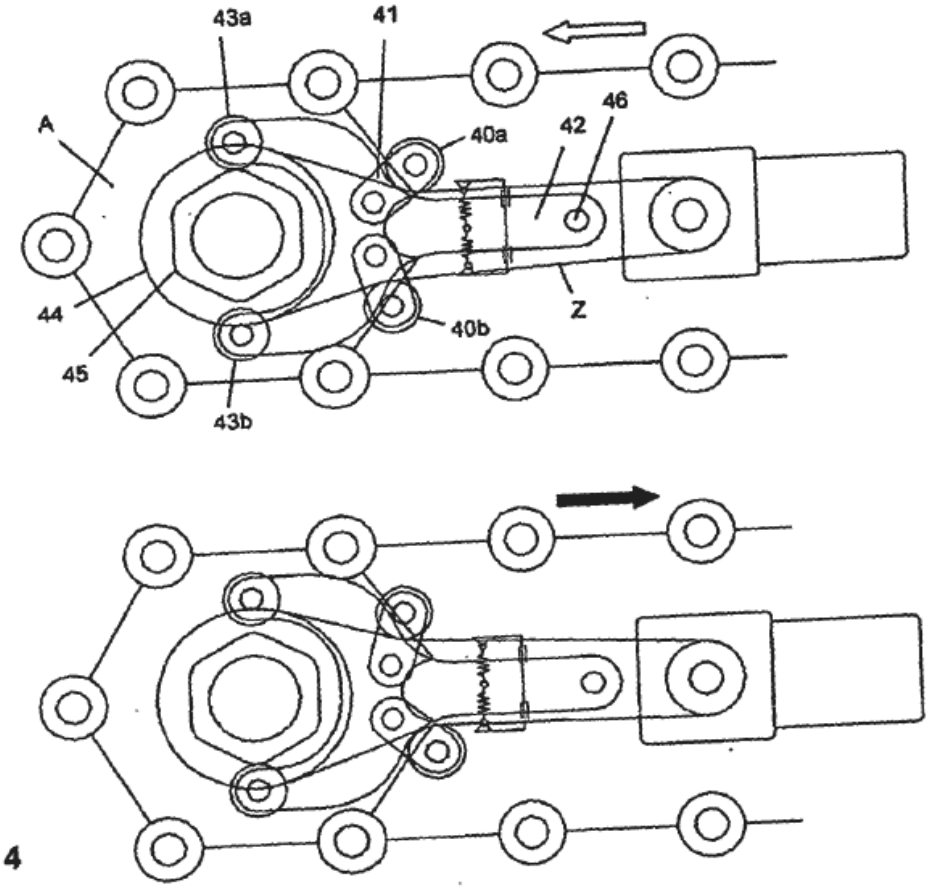

Fig. 4

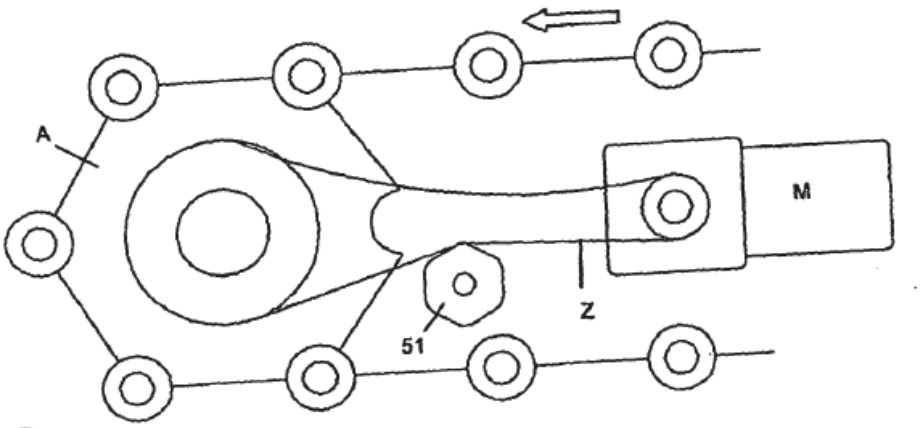

Fig. 5

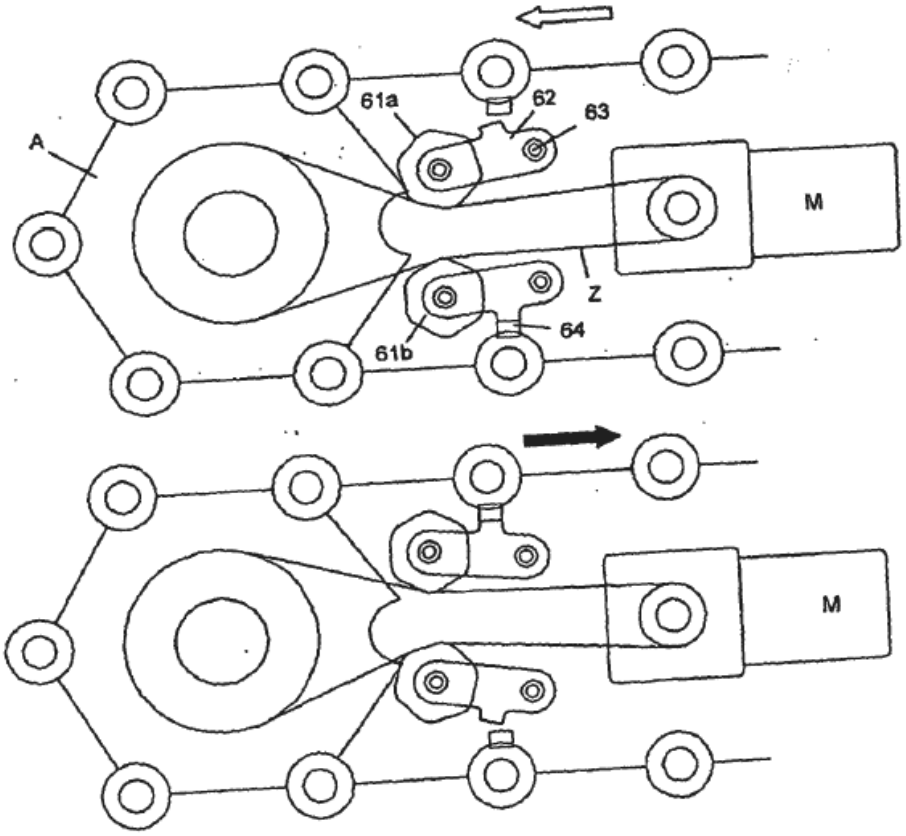

Fig. 6

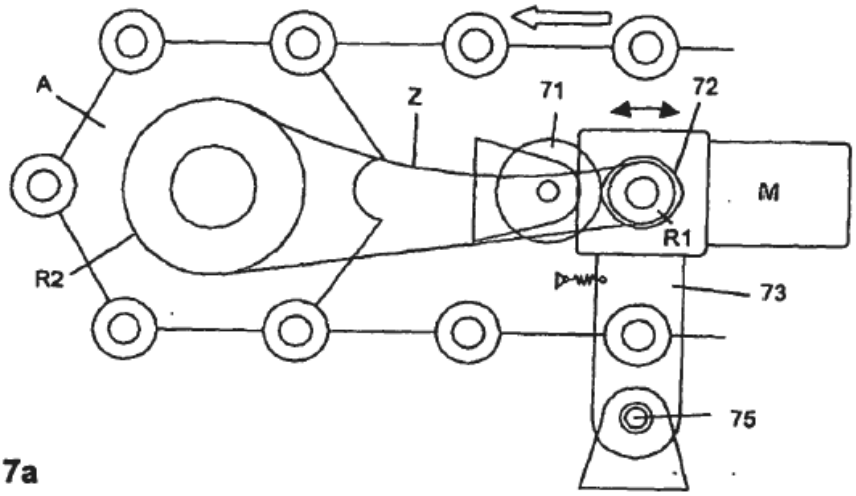

Fig. 7a

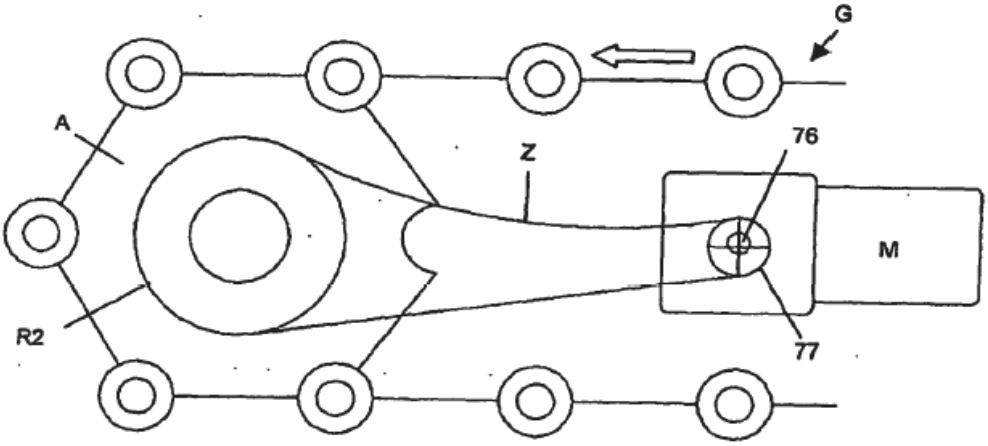

Fig. 7b

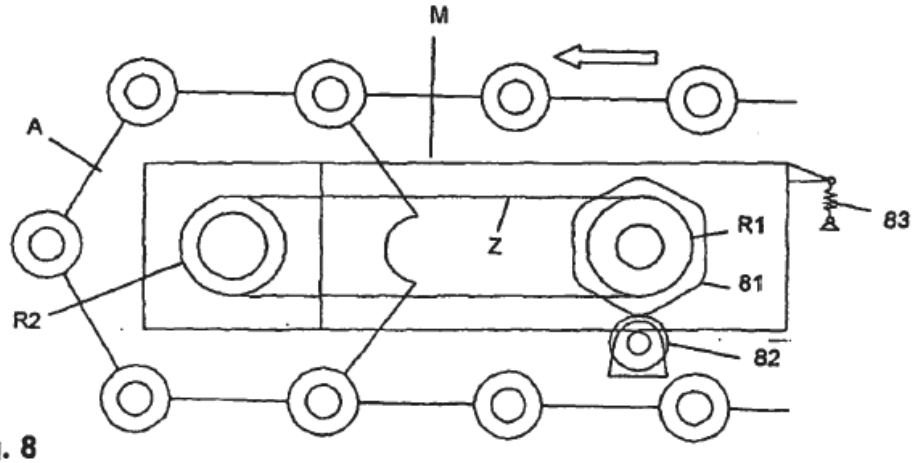

Fig. 8

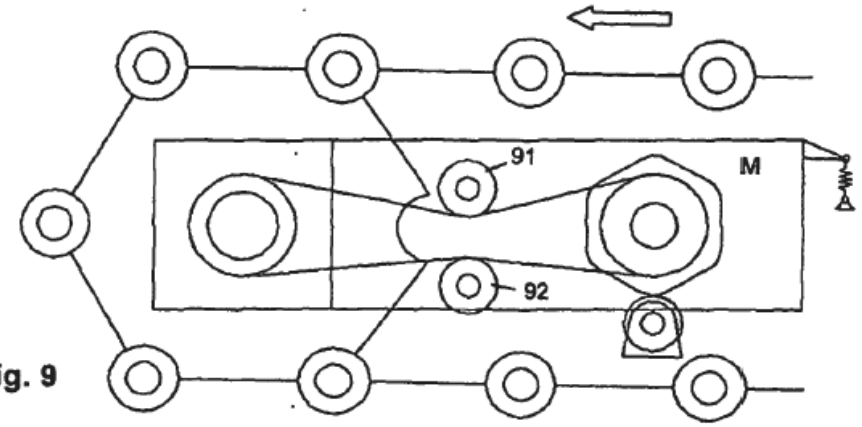

Fig. 9

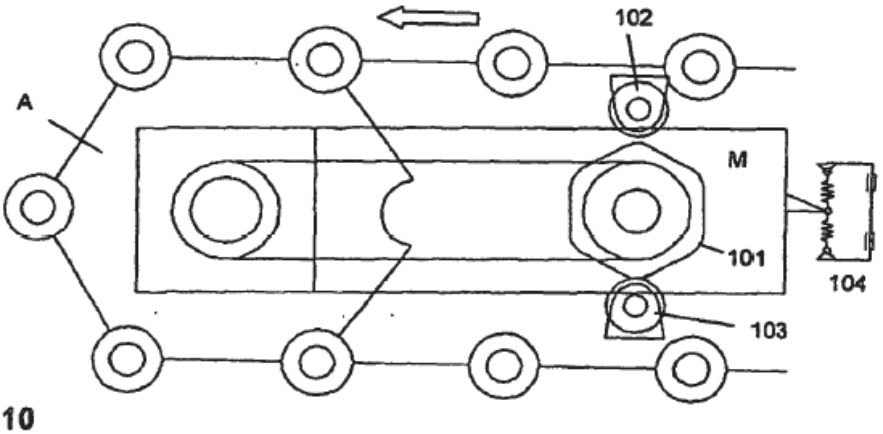

Fig. 10

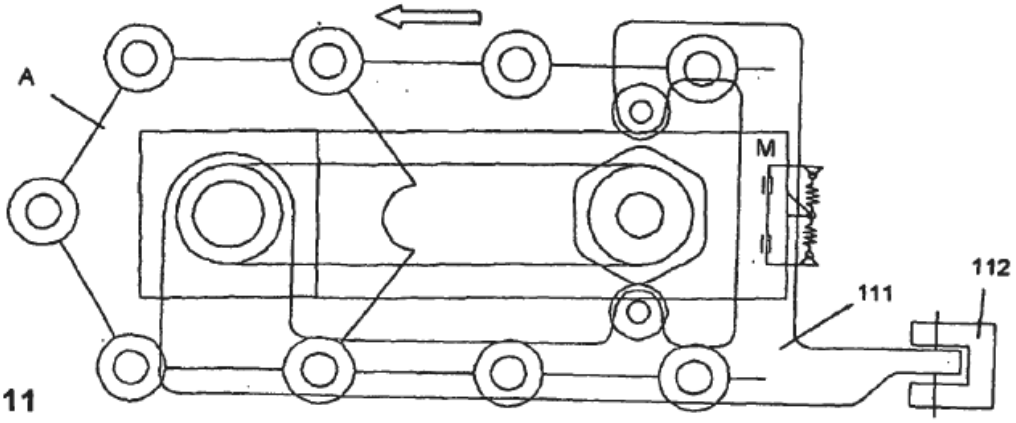

Fig. 11

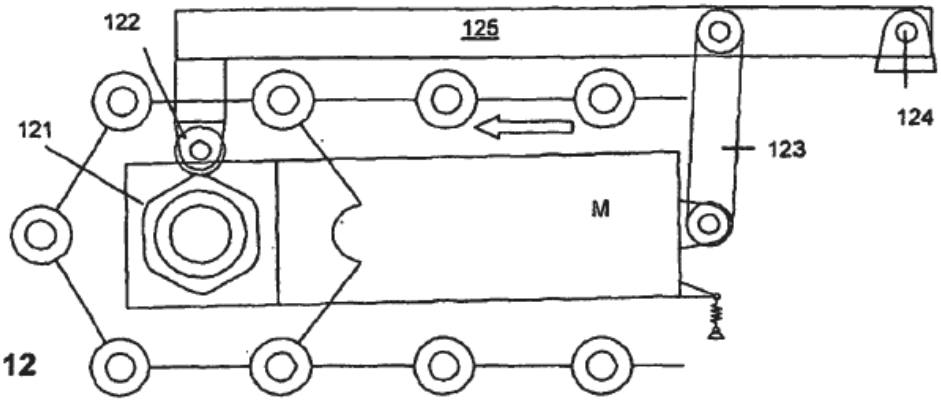

Fig. 12

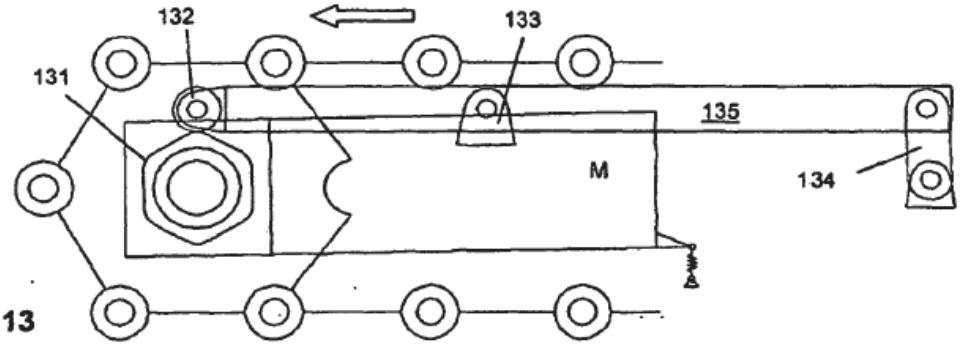

Fig. 13

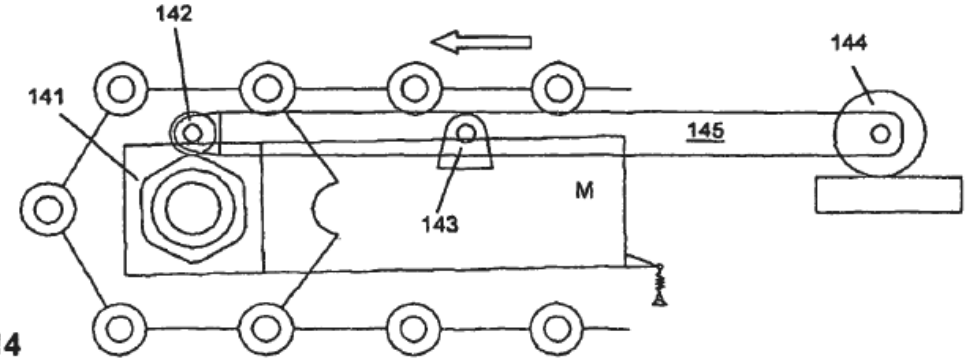

Fig. 14

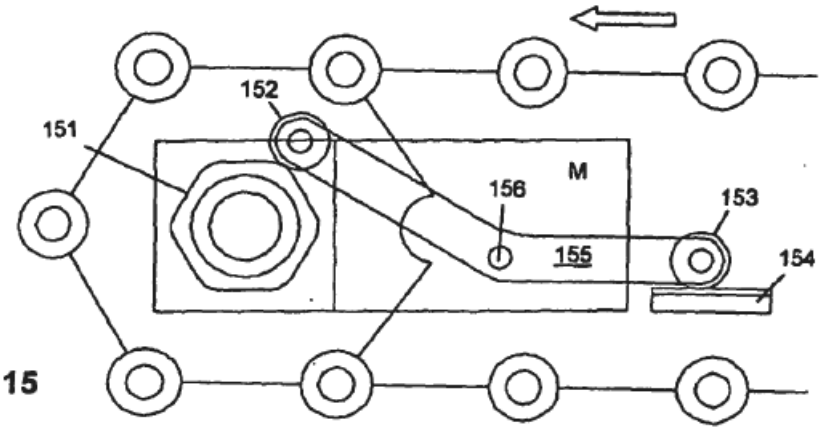

Fig. 15

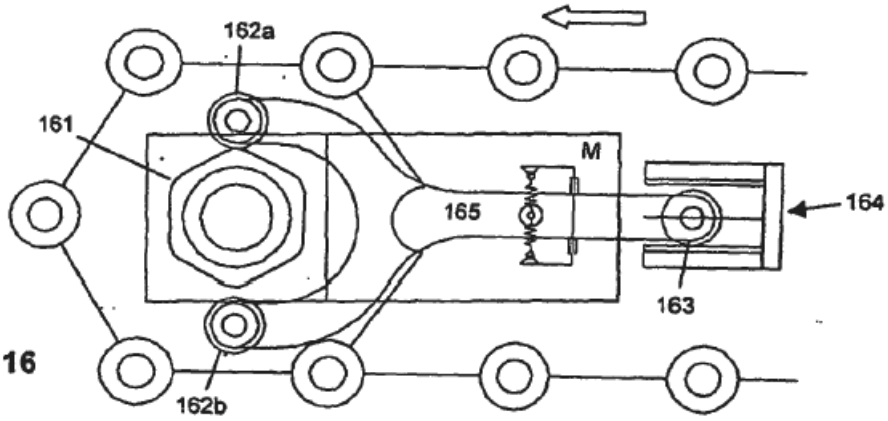

Fig. 16

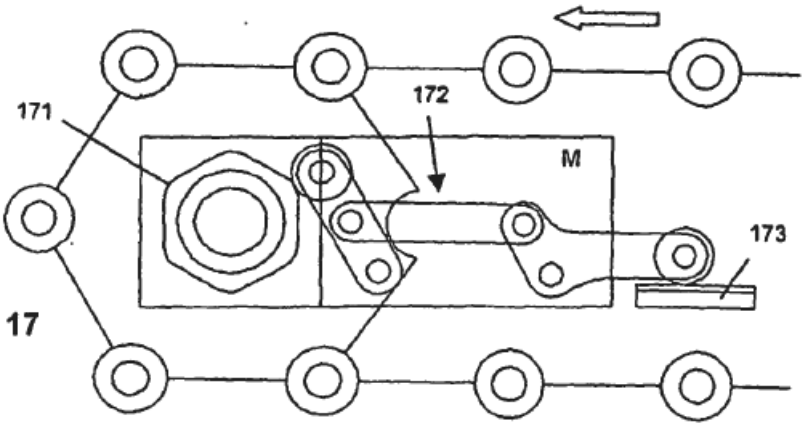

Fig. 17

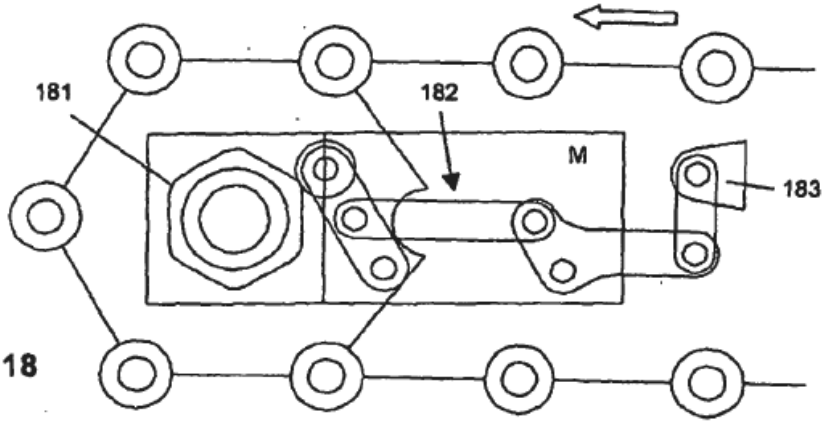

Fig. 18

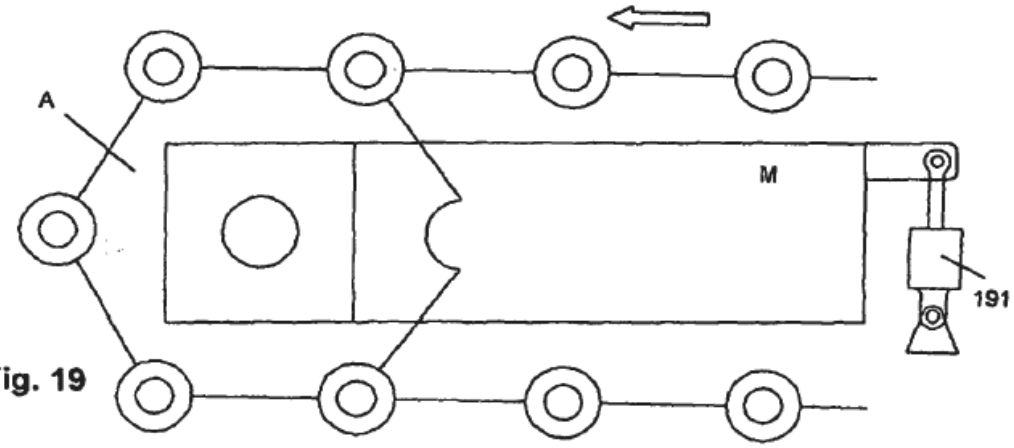

Fig. 19

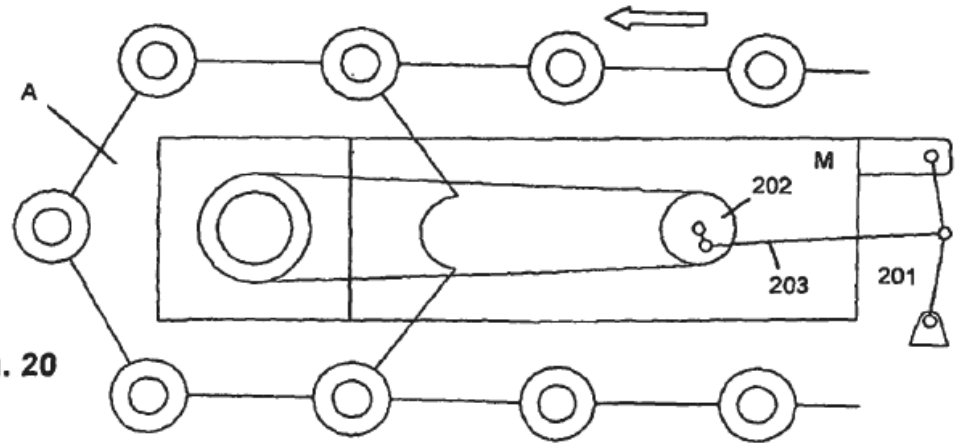

Fig. 20

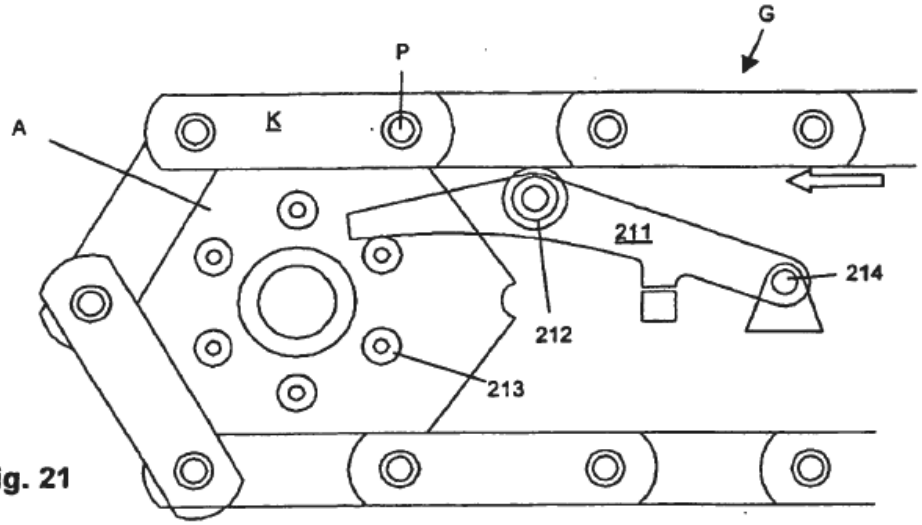

Fig. 21

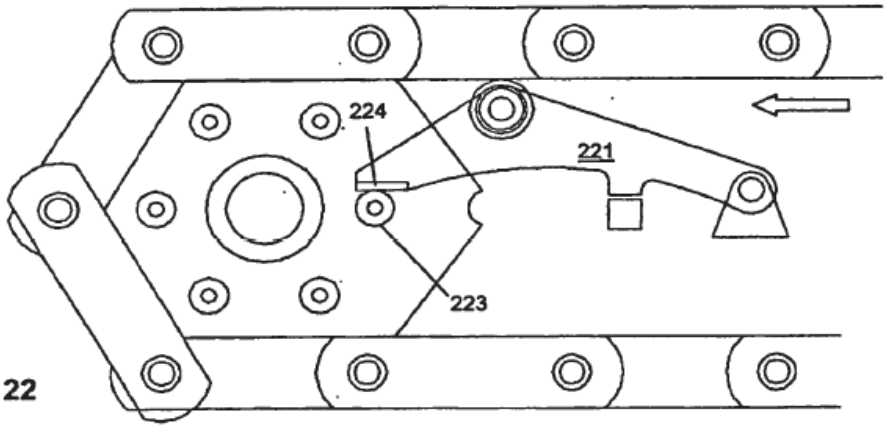

Fig. 22

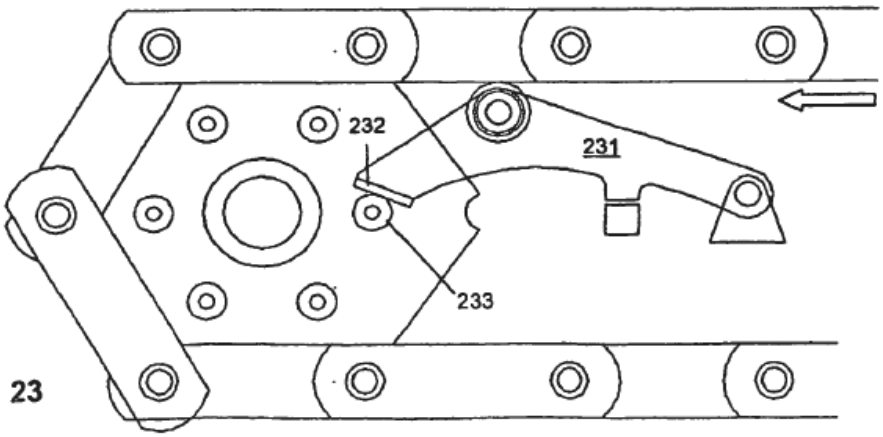

Fig. 23

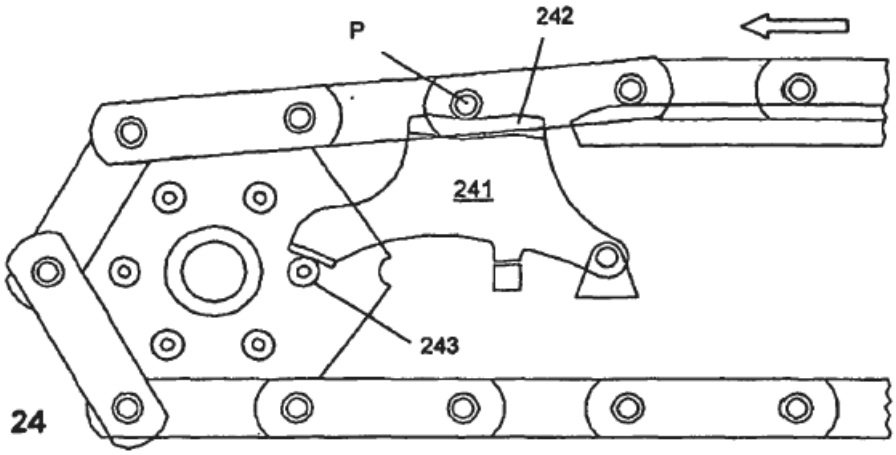

Fig. 24

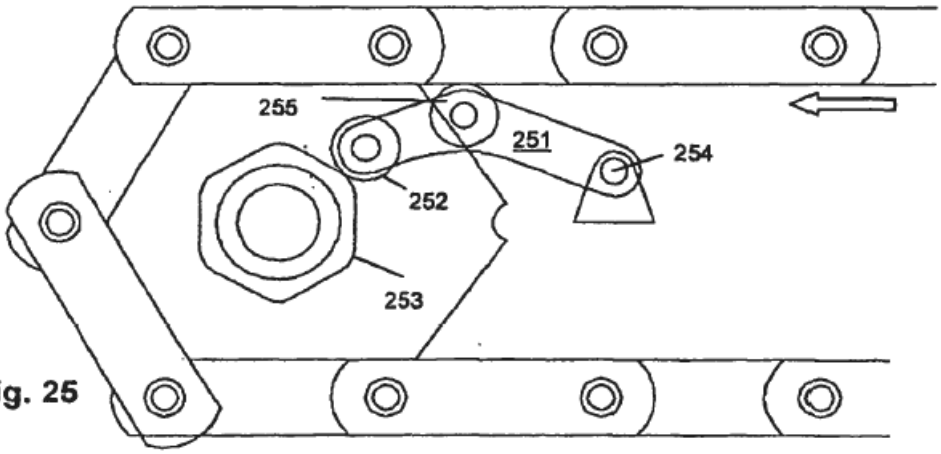

Fig. 25

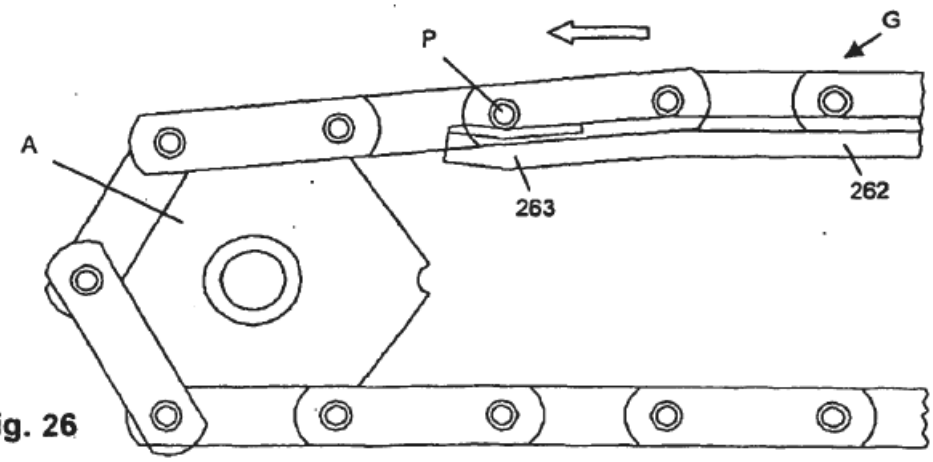

Fig. 26

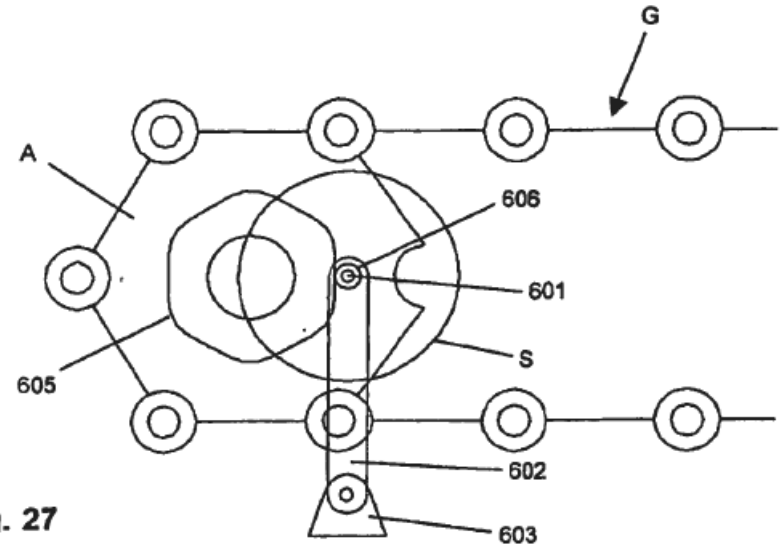

Fig. 27

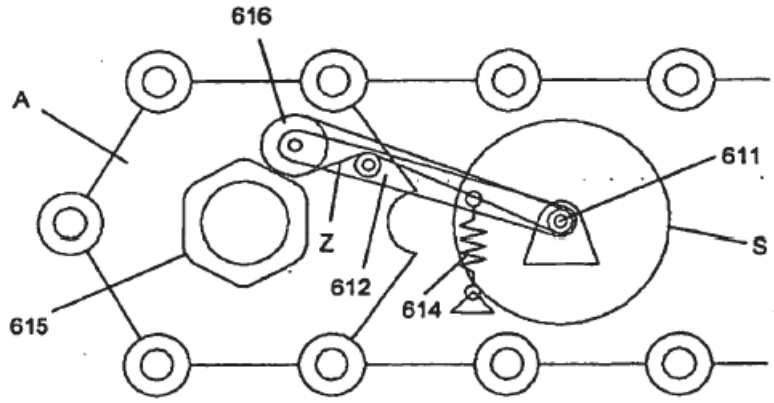

Fig. 28

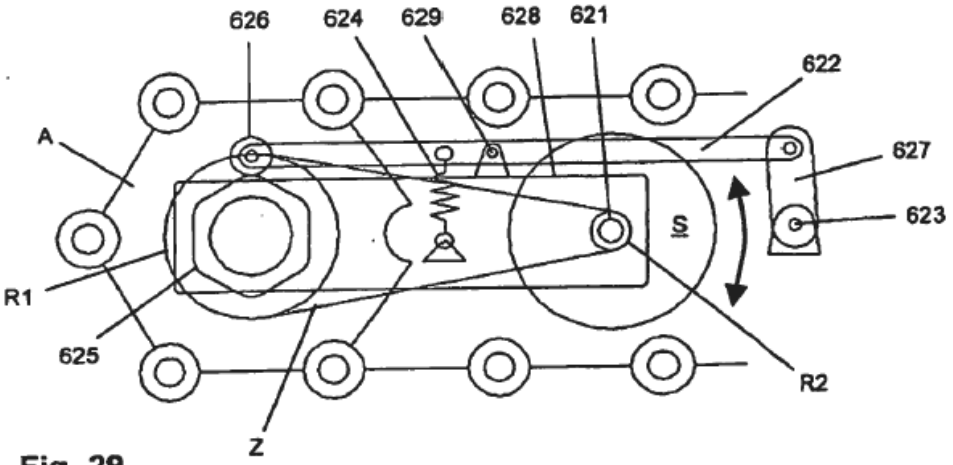
626
624
629
628
621
622
A
627
623
S
R1
625
R2
Z

Fig. 29

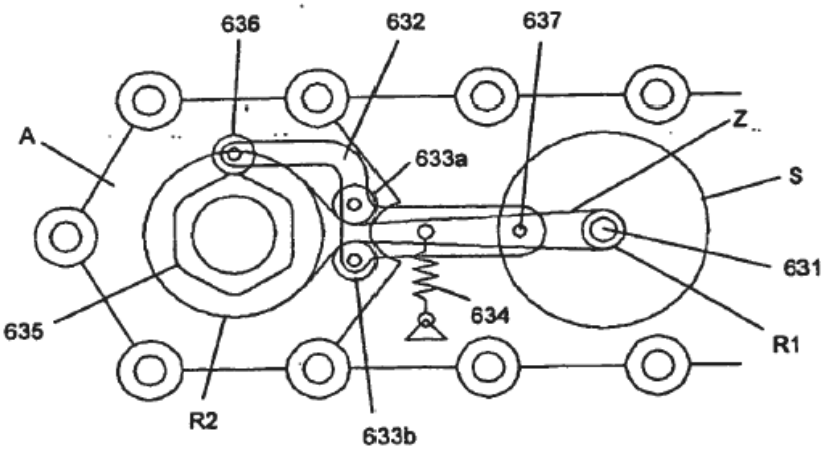
636
632
637
A
Z
633a
S
631
635
634
R1
R2
633b

Fig. 30

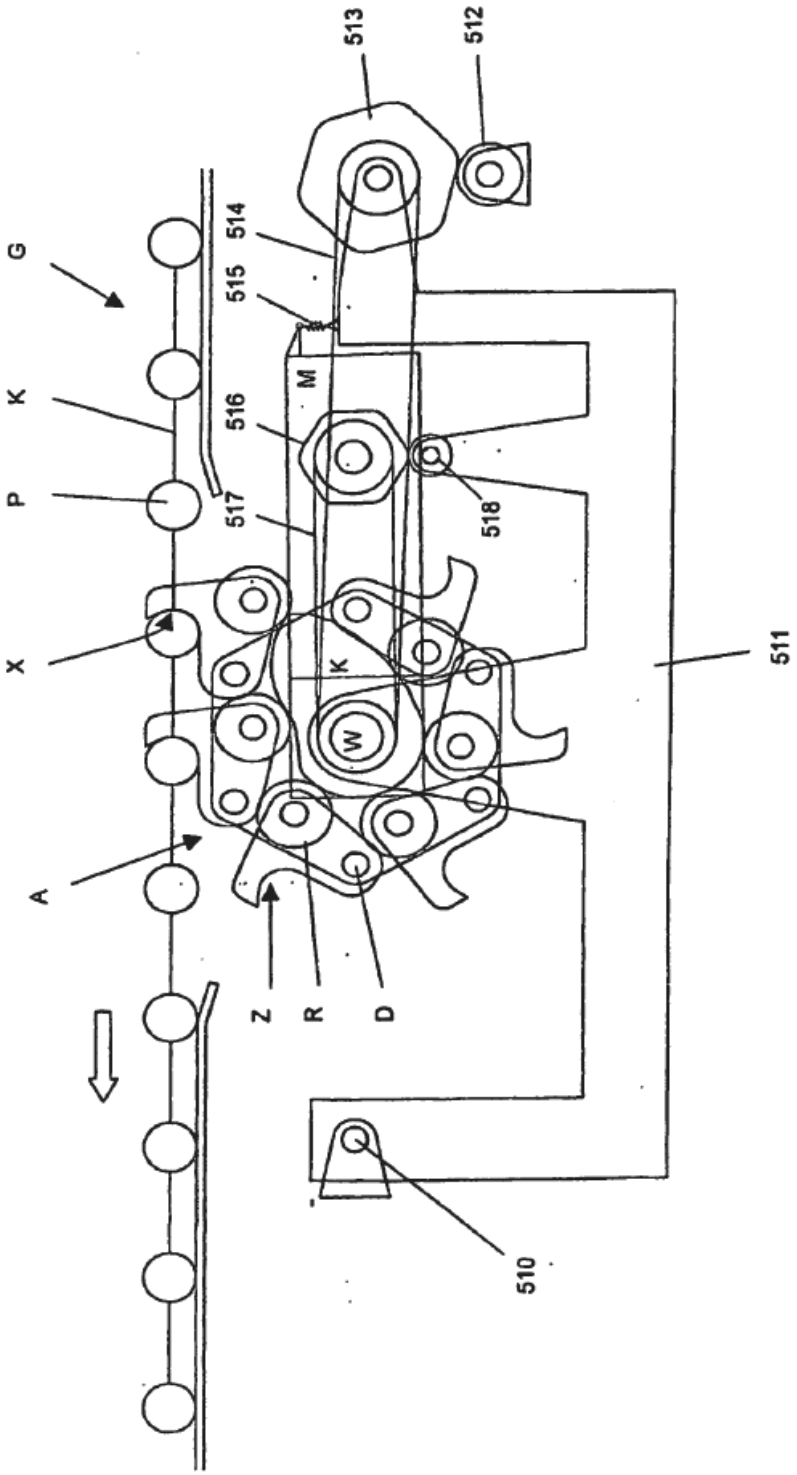

Fig. 31

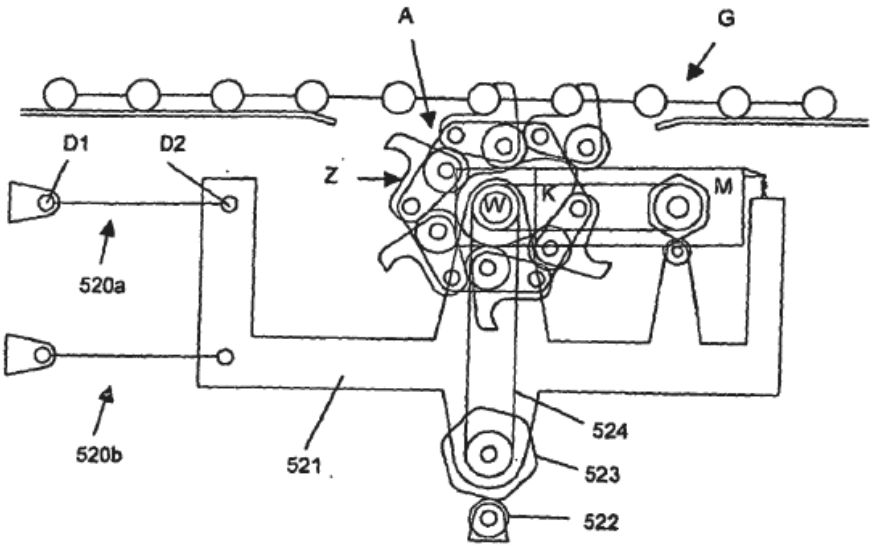

Fig. 32

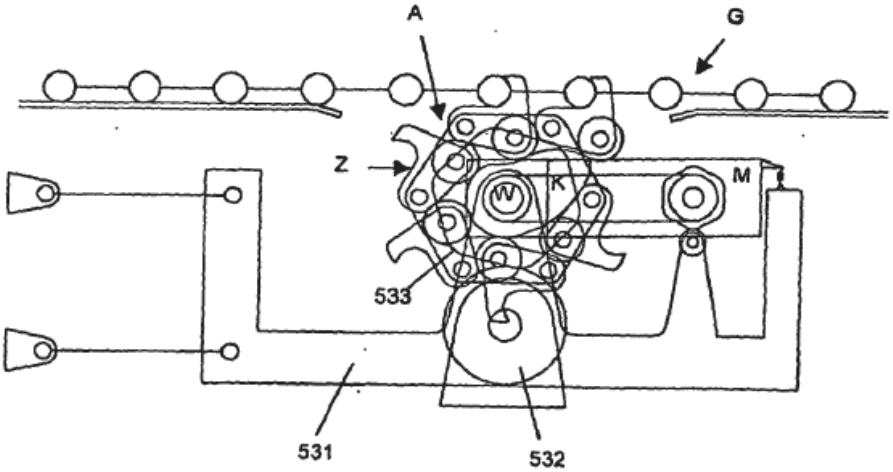

Fig. 33

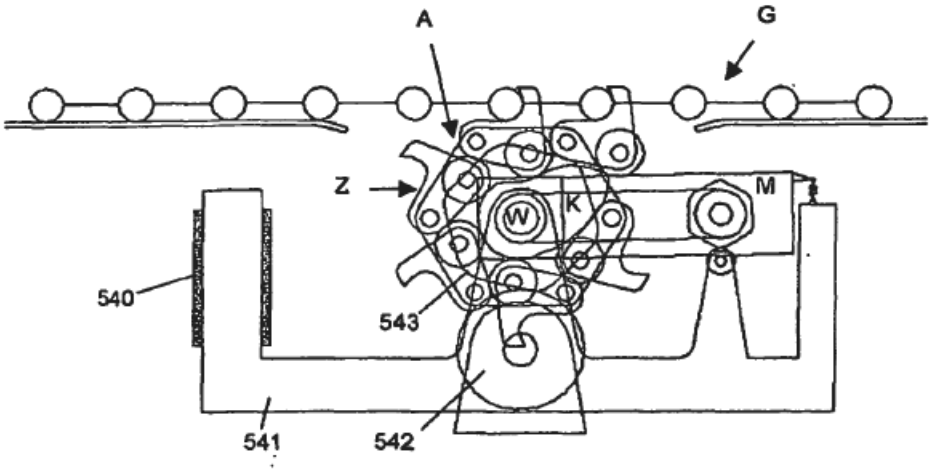

Fig. 34

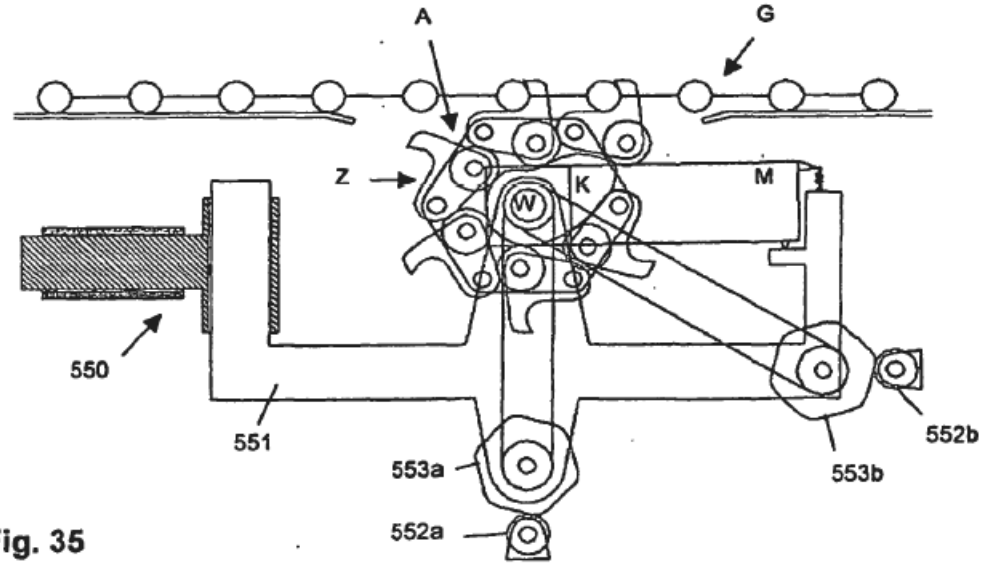

Fig. 35

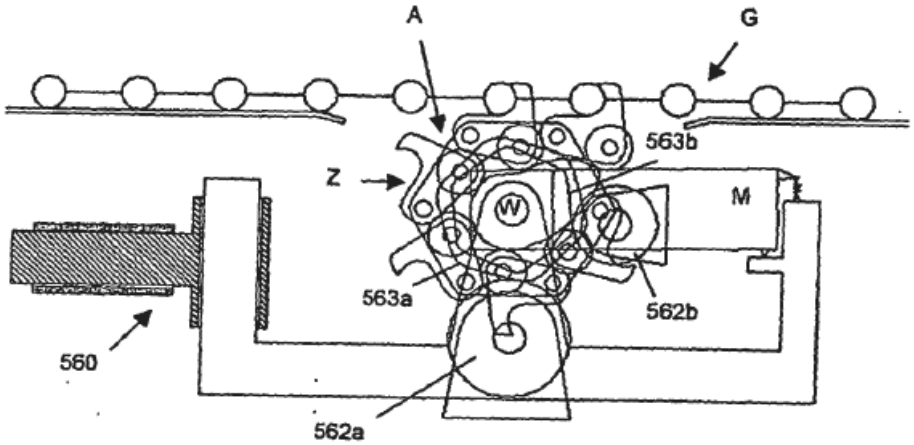

Fig. 36